BAZIL POPA
NICOLAE BĂTAGĂ
AURICA CĂZILĂ

motoare pentru autovehicule

dacia

BAZIL POPA NICOLAE BĂŢAGĂ
AURICA CĂZILĂ

MOTOARE PENTRU AUTOVEHICULE

Funcţionare, caracteristici, rodaj, uzură, testare şi reglare

Coperta de CĂLIN DAMIAN

BAZIL POPA NICOLAE BĂŢAGĂ
AURICA CĂZILĂ

MOTOARE PENTRU AUTOVEHICULE

Funcţionare, caracteristici, rodaj, uzură, testare şi reglare

EDITURA DACIA, CLUJ-NAPOCA
1982

CUPRINS

1. **FUNCŢIONAREA MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE** 9
1.1. **Principiile funcţionale ale motoarelor pentru autovehicule** 9
1.1.1. *Clasificarea motoarelor pentru autovehicule. Noţiuni fundamentale* . 11
1.1.2. *Realizări şi tendinţe în dezvoltarea motoarelor pentru autovehicule* . . 15
1.2. **Procesele funcţionale ale motoarelor pentru autovehicule** 20
1.2.1. *Bazele teoretice ale motoarelor pentru autovehicule* 20
1.2.2. *Procesele de admisie şi evacuare (schimbarea gazelor)* 26
1.2.2.1. Particularităţi ale schimbării gazelor la motoarele în doi timpi 34
1.2.2.2. Particularităţi ale schimbării gazelor la motoarele în patru timpi supraalimentate 36
1.2.3. *Procesul de comprimare* 37
1.2.4. *Procesul arderii* 39
1.2.4.1. Particularităţi şi cerinţe ale arderii în motoare 39
1.2.4.2. Arderea în motorul cu aprindere prin scînteie 40
1.2.4.3. Arderea în motorul cu aprindere prin compresie. 51
1.2.5. *Procesul de destindere* 60
1.3. **Parametrii principali ai motoarelor pentru autovehicule** 62
1.3.1. *Dimensiunile fundamentale ale motorului* 62
1.3.2. *Parametrii caracteristici ai ciclului funcţional (parametrii indicaţi)* 62
1.3.3. *Parametrii efectivi ai motoarelor pentru autovehicule* 65
1.3.4. *Indicii de competitivitate ai motoarelor pentru autovehicule* 67
1.3.5. *Costul energiei produse de motor* 70
1.3.6. *Bilanţul energetic al motorului* 70
1.4. **Funcţionarea mecanismului motor**. 73
1.4.1. *Forţele şi momentele mecanismului motor* 73
1.4.2. *Analiza funcţională a mecanismului motor* 81
1.4.2.1. Analiza funcţională a pistonului 81
1.4.2.2. Analiza funcţională a boltului (axului pistonului) 86
1.4.2.3. Analiza funcţională a segmenţilor 87
1.4.2.4. Analiza funcţională a bielei 90
1.4.2.5. Aspecte funcţionale ale arborelui cotit 93
1.4.3. *Părţile fixe ale mecanismului motor* 97

1.5. **Funcționarea sistemelor și instalațiilor auxiliare ale motoarelor pentru autovehicule** . . . 101
1.5.1. *Sistemul de distribuție a gazelor* . . . 101
1.5.2. *Funcționarea instalațiilor de alimentare cu aer și combustibil* . . . 105
1.5.2.1. Filtre de aer și combustibil . . . 105
1.5.2.2. Alimentarea cu combustibil a MAS . . . 107
1.5.2.3. Alimentarea cu combustibil a MAC . . . 114
1.5.3. *Instalația de aprindere* . . . 128
1.5.3.1. Instalația de aprindere clasică . . . 129
1.5.3.2. Instalația de aprindere electronică . . . 132
1.5.3.3. Bujia . . . 134
1.5.4. *Ungerea motoarelor* . . . 136
1.5.4.1. Noțiuni generale despre frecarea și ungerea motoarelor pentru autovehicule . . . 136
1.5.4.2. Sisteme de ungere . . . 138
1.5.4.3. Pompa de ulei . . . 139
1.5.4.4. Filtre de ulei . . . 140
1.5.4.5. Uleiuri pentru motoarele autovehiculelor. Aprecierea momentului de înlocuire a uleiului . . . 142
1.5.5. *Răcirea motoarelor* . . . 146
1.5.5.1. Rolul instalației de răcire . . . 146
1.5.5.2. Sisteme de răcire . . . 146
1.5.6. *Pornirea motoarelor* . . . 148
1.6. **Poluarea chimică și sonoră a motoarelor pentru autovehicule** . . . 152
1.6.1. *Poluarea chimică* . . . 152
1.6.1.1. Geneza și efectele substanțelor poluante. Limite admise 152
1.6.1.2. Factori de influență și posibilități de reducere a substanțelor poluante la motoarele actuale . . . 155
1.6.2. *Poluarea sonoră* . . . 157
1.6.2.1. Sursele de zgomot ale motoarelor pentru autovehicule 157
1.6.2.2. Mărimi caracteristice și limite admise pentru zgomot . . 160
1.6.2.3. Posibilități de reducere a zgomotului la motoarele pentru autovehicule. . . . 163
2. **CARACTERISTICILE MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE** . . . 165
2.1. **Caracteristici de reglaj** . . . 165
2.2. **Caracteristici funcționale** . . . 168
3. **RODAREA ȘI UZURA MOTOARELOR DE AUTOVEHICULE** . . . 176
3.1. **Rodarea motoarelor cu ardere internă** . . . 176
3.1.1. *Influența calității suprafeței asupra rodajului* . . . 181
3.1.2. *Metode și regimuri de rodaj. Stabilirea regimurilor optime de rodaj* . . . 188

3.1.3. *Rodajul mecanic* . . . 196
3.1.3.1. Rodajul la rece . . . 196
3.1.3.2. Rodajul la cald, în gol și în sarcină . . . 200
3.1.4. *Rodajul chimic* . . . 211
3.1.5. *Analiza regimurilor de rodaj* . . . 215
3.2. **Uzura pieselor motoarelor de autovehicule** . . . 231
3.2.1. *Mărirea durabilității motoarelor de autovehicule* . . . 242
3.2.2. *Influența combustibililor, uleiurilor și aditivilor asupra uzurii motoarelor* . . . 245
4. **TESTAREA ȘI REGLAREA MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE** . . . 254
4.1. **Noțiuni generale** . . . 254
4.2. **Testarea etanșării cilindrilor** . . . 254
4.3. **Testarea și reglarea instalației de alimentare** . . . 259
4.3.1. *Testarea și reglarea instalației de alimentare a MAS cu carburator.* 259
4.3.2. *Testarea și reglarea instalației de alimentare a MAC* . . . 263
4.3.2.1. Testarea etanșeității instalației de alimentare . . . 264
4.3.2.2. Testarea și reglarea injectoarelor . . . 264
4.3.2.3. Testarea și reglarea pompei de injecție . . . 266
4.4. **Testarea și reglarea instalației de aprindere de la MAS** . . . 269
4.5. **Testarea și reglarea mecanismului de distribuție a gazelor** . . . 279
4.6. **Testarea poluării produse de motoarele pentru autovehicule** . . . 282
4.6.1. *Testarea poluării chimice și posibilități de reducere a acesteia* . . 282
4.6.2. *Testarea poluării sonore* . . . 290
4.7. **Testarea calității de pornire, a stabilității și siguranței de funcționare a motoarelor pentru autovehicule** . . . 292
4.8. **Posibilități de reglare și funcționare a motoarelor pentru autovehicule cu poluare chimică redusă și consum minim de combustibil** . . . 294
Bibliografie . . . 299

Capitolul 1

FUNCŢIONAREA MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE

1.1. PRINCIPIILE FUNCŢIONALE ALE MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE

Motoarele utilizate pentru acţionarea autovehiculelor, în marea lor majoritate, sînt motoare cu ardere internă cu piston.

Un astfel de motor poate fi definit ca un motor termic care transformă căldura produsă prin arderea combustibilului în lucru mecanic (prin intermediul evoluţiilor unui fluid, numit fluid motor), disponibil la arborele cotit. Evoluţiile fluidului motor se realizează prin intermediul mecanismului motor (piston-bielă-arbore cotit) şi a altor mecanisme auxiliare care constituie ansamblul unui motor cu ardere internă (fig. 1.1).

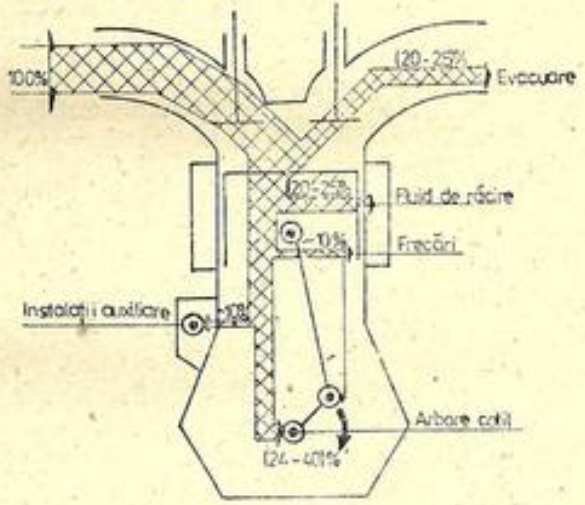


Fig. 1.1. Modul de repartizare a energiei într-un motor pentru autovehicule.

Transformarea energiei chimice a combustibilului, prin arderea acestuia, în energie mecanică (lucru mecanic) este însoțită de o serie de pierderi. Pierderile constituie cota parte din energia eliberată prin arderea combustibilului care nu se transmite arborelui cotit, pentru a fi utilizată de către autovehicul.

Considerînd 100% energia eliberată prin arderea combustibilului, numai (24—40)% ajunge la arborele cotit sub forma energiei mecanice utile (efective) și aceasta doar în cazul unor motoare de randament ridicat, lucrînd în regimuri funcționale optime.

Pierderile motorului cu ardere internă, exprimate prin căldura netransformabilă în energie mecanică (pierderile prin gazele de evacuare și prin fluidul de răcire) sînt cauzate de modul inevitabil în care căldura poate fi transformată în energie mecanică, ele neputînd fi imputate motorului.

Pierderile proprii motorului cu ardere internă sînt pierderile prin frecări la care se adaugă energia mecanică consumată pentru antrenarea organelor auxiliare.

Rezultă deci că în condițiile actuale, cînd se pune tot mai acut problema folosirii raționale a combustibilului, la aprecierea unui motor interesează în mod deosebit randamentul efectiv (care ține seama de pierderile termice și mecanice ale motorului), precum și consumul specific efectiv de combustibil (consumul de combustibil pentru producerea unității de energie, g/kWh), principalii *indici de economicitate* care reflectă gradul de perfecționare al unui motor.

În același timp trebuie urmărit ca și alți indici de economicitate: costul combustibilului, costul motorului, durabilitatea, cheltuielile de exploatare și reparații; precum și *indicii constructivi:* compactitatea, puterea litrică; masa litrică; masa pe unitate de putere și *indicii de exploatare:* siguranța în funcționare, deservirea ușoară, silențiozitatea, mersul liniștit și uniform fără trepidații, pornirea ușoară și adaptabilitatea la tracțiune să fie aleși astfel, încît să se asigure o eficiență economică maximă.

Eficiența economică a motorului, care este un deziderat hotărîtor, trebuie deci apreciată în complexitatea ei. În acest sens, este semnificativ faptul că unele perfecționări aduse motorului, deși măresc prețul de cost, conduc la cheltuieli de exploatare mai reduse, apărînd în ansamblu ca eficiente (aprindere electronică etc.).

1.1.1. CLASIFICAREA MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE. NOȚIUNI FUNDAMENTALE

Criteriul de clasificare cel mai important îl constituie *procedeul de aprindere**, care stă la baza diferențierii motoarelor în motoare cu aprindere prin scînteie (MAS) și în motoare cu aprindere prin compresie (MAC).

Modul de realizare a ciclului funcțional permite clasificarea în motoare în patru timpi (la care ciclul funcțional se efectuează la patru curse ale pistonului sau la două rotații ale arborelui cotit) și în motoare în doi timpi (la care ciclul funcțional se realizează la două curse ale pistonului sau la o rotație a arborelui cotit).

Alte criterii de clasificare a motoarelor cu ardere internă sînt redate în tabelul 1.1.

Tabelul 1.1

Clasificarea motoarelor termice, cu piston

Criteriul de clasificare	Denumirea motorului	Observații
1	2	3
Procedeul de aprindere	Motor cu aprindere prin compresie (MAC)	La care aprinderea are loc datorită temperaturii rezultate prin comprimarea încărcăturii proaspete (aerului).
	Motor cu aprindere prin scînteie (MAS). Motor cu cap incandescent	La care aprinderea se face de la o scînteie electrică. La care aprinderea are loc atît datorită comprimării încărcăturii proaspete, cît și de la o suprafață locală caldă.
	Motor convertibil	Care, prin unele modificări, poate fi transformat din MAC în MAS.
Starea de agregare a combustibilului folosit	Motor cu combustibil lichid	Funcționează cu combustibil lichid.
	Motor cu gaze Motor policarburant	Funcționează cu combustibil gazos Funcționează cu combustibil lichid și gazos.
Procedeul de formare a amestecului	MAS cu carburator (Motor cu carburator)	Amestecul aer-combustibil se realizează în afara cilindrului, în carburator
	MAS cu injecție de benzină	Combustibilul lichid este injectat fie în sistemul de admisie, fie în cilindri.

* STAS 5745—76

Tabelul 1.1. (continuare)

1	2	3
	MAC cu injecţie de motorină (Motor diesel)	Aerul este comprimat în cilindri, iar combustibilul lichid este injectat în fiecare cilindru spre sfîrşitul compresiei.
	Motor cu amestecător (Motor cu gaz)	Amestecul aer-gaz se realizează în exteriorul cilindrului, în amestecător.
Modul de acţionare a pistonului	Motor cu simplu efect	La care arderea are loc într-o singură parte a pistonului.
	Motor cu dublu efect	La care arderea are loc alternativ de o parte şi de alta a fiecărui piston.
	Motor cu pistoane opuse (de obicei în doi timpi)	La fiecare cilindru sînt cîte două pistoane care delimitează între ele camera de ardere.
	Motor cu piston portant	La care piciorul bielei este ghidat de către piston.
Dispunerea cilindrilor	Motor vertical	Cilindrii sînt aşezaţi deasupra arborelui motor.
	Motor orizontal	
	Motor inversat	Cilindrii sînt aşezaţi sub arborele motor.
	Motor înclinat	Axele cilindrilor sînt înclinate faţă de un plan vertical.
	Motor în linie	Cu un singur rînd de cilindri.
	Motor cu cilindrii în V	Motor cu două rînduri de cilindri şi un singur arbore motor.
	Motor cu cilindrii în X	Motor cu patru rînduri de cilindri şi un singur arbore motor.
	Motor cu cilindrii în stea	Motor cu unul sau mai multe grupuri de cilindri, fiecare grup avînd un număr impar de cilindri, dispuşi uniform în jurul arborelui motor.
	Motor cu cilindrii opuşi (Motor boxer)	Cu două rînduri paralele de cilindri situate în acelaşi plan şi dispuse de o parte şi de alta a arborelui motor.
	Motor cu cilindrii în H	Cu dispunerea cilindrilor în două plane paralele între ele, cuprinzînd cîte două rînduri de cilindri opuşi.
Ciclul motor	Motor în patru timpi	Motor care funcţionează după ciclul în patru timpi.
	Motor în doi timpi	Motor care funcţionează după ciclul în doi timpi.
Sistemul de răcire	Motor răcit cu lichid	La care cilindrii, chiulasa etc., sînt răcite cu lichid (apă).
	Motor răcit cu aer	Cilindrii, chiulasa etc., sînt răcite cu aer.

Diagrama indicată a unui motor în patru timpi este redată în figura 1.2.

Pistonul motorului cu ardere internă se deplasează între două puncte moarte şi anume, punctul mort superior, *pms* (poziţia pistonului corespunzătoare volumului minim al fluidului motor din cilindru) şi punctul mort inferior, *pmi* (corespunzătoare volumului maxim ocupat de fluidul motor în cilindru).

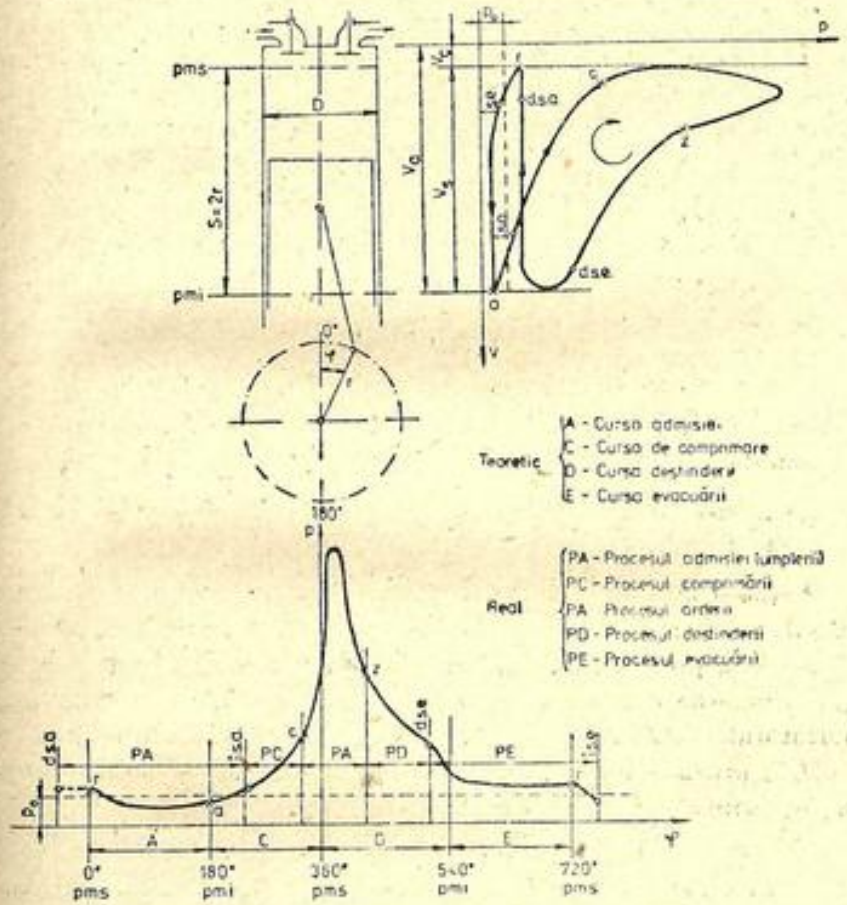


Fig. 1.2. Diagrama indicată a unui motor în patru timpi.

Cursa pistonului, S[mm], constituie spaţiul parcurs de piston între cele două puncte moarte, iar D[mm] este diametrul cilindrului.

Cilindreea unitară V_s reprezintă] volumul descris de piston într-o cursă, iar cilindreea totală (litrajul) V_t, este suma acestor volume pentru toţi cilindrii motorului, $V_t = iV_s$, (i — numărul de cilindri).

Raportul de compresie se defineşte ca raportul dintre volumul maxim ocupat de gaze V_a şi volumul minim V_c, $\varepsilon = V_a/V_c$.

Unghiul de rotaţie al arborelui cotit φ [°RAC] este unghiul format de cotul arborelui cotit cu axa cilindrului. Între unghiul φ, turaţia arborelui cotit n (numărul de rotaţii ale arborelui cotit efectuate pe minut) şi timpul τ, (în secunde) este relaţia $\varphi = 6n\tau$ [°RAC].

Viteza medie a pistonului, w_{pm}, este o viteză constantă cu care pistonul parcurge două curse succesive în timpul $60/n$, adică

$$w_{pm} = \frac{2S}{60/n} = \frac{Sn}{30}\left[\frac{m}{s}\right],$$

în care S este cursa pistonului, în m, iar n — turaţia arborelui cotit, în rot/min.

La motoarele de tractoare şi automobile, $w_{pm} = 7,8 \ldots 12$ m/s, iar la cele de autoturisme $w_{pm} = 12 \ldots 17$ m/s.

Regimul de funcţionare* al unui motor este definit prin turaţie, sarcină şi regim termic. Sarcina reprezintă puterea dezvoltată de motor şi preluată de consumator (autovehicul) la un moment dat. Sarcina se reglează prin pedala de accelerație (la MAS, prin obturatorul carburatorului, se reglează cantitatea de amestec, iar la MAC, prin cremaliera pompei de injecţie, se reglează cantitatea de combustibil).

---

* Cînd condiţiile de funcţionare ale motorului (turaţia, sarcina şi regimul termic) nu variază în timp, regimul de funcţionare este stabilizat, în celelalte cazuri regimurile de funcţionare fiind tranzitorii.

1.1.2. REALIZĂRI ŞI TENDINŢE ÎN DEZVOLTAREA MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE

În stadiul actual de dezvoltare a autovehiculelor, ca mijloc de propulsie al acestora se utilizează, în cea mai mare măsură, motorul cu ardere internă cu piston. Aceasta se explică prin avantajele pe care le prezintă: randament ridicat în comparaţie cu alte motoare termice; funcţionare cu consum de combustibil redus; simplitate şi compactitate; pornire uşoară şi posibilitatea trecerii rapide la regimul de sarcină plină; utilizarea unor materiale puţin costisitoare; rază mare de acţiune cu un plin de combustibil.

Dintre dezavantajele motorului cu ardere internă cu piston (clasic) se evidenţiază: randamentul scăzut faţă de alte motoare (electrice, pile de combustie etc.); nivelul redus al suprasarcinilor suportate (circa 10%) şi poluarea ridicată a mediului, ceea ce face ca perfecţionarea motorului clasic, precum şi căutările de înlocuire să fie preocupări continue ale constructorilor de autovehicule.

În prezent, statisticile arată că autoturismele sînt echipate în special cu motoare cu aprindere prin scînteie (cu tendinţe de aplicare în unele ţări a motoarelor cu aprindere prin compresie — diesel şi cu gaze, care de fapt sînt tot motoare cu ardere internă); iar la autocamioane se aplică cu precădere motoare cu aprindere prin compresie (la cele peste 5 tone, ponderea motoarelor diesel este de peste 97%). La tractoare s-a generalizat aplicarea MAC.

Avînd în vedere problemele majore ale politicii combustibilului, se perfecţionează atît MAS, cît şi MAC.

Caracteristicile principale ale unor motoare de autovehicule fabricate în R.S.R. sînt redate în tabelul 1.2, iar în tabelul 1.3, caracteristicile unor autoturisme existente pe plan mondial.

Atît din categoria MAS cît şi MAC se preferă acele motoare care asigură consumuri specifice mai reduse; evident că se iau în considerare şi alţi factori astfel încît să se obţină în ansamblu o eficienţă economică maximă.

Dezavantajele motorului cu ardere internă (clasic), amintite anterior, orientează cercetări tot mai masive în direcţia realizării unor noi tipuri de motoare pentru autovehicule.

Tabelul 1.2

Parametrii principali ai motoarelor cu ardere internă fabricate în R.S.R.

Tip motor	Marca	Nr. cil.	Turația rot/min	P_e kW	P_e CP (DIN)	$V_{s \cdot i}$ dm³	s/D	ε	p_e daN/cm²	c_e g/kWh	c_e g/CPh	w_{med} m/s	P_V kW/dm³	P_V CP/dm³	m_V kg/kW	m_V kg/CP
MA	SR—211	8V	3600	103	140	5,02	0,88	7,2	6,96	333	245	10,2	20,5	27,9	3,27	2,4
MA	ARO—L—25	4	4200	58,8	80	2,495	1,14	8	6,73			11,9	23,7	32,2		
MA	Dacia 1100	4	4600	31,6	43	1,108	1,03	8,5	7,44			11	30,5	41,5		
MA	Dacia 1300	4	5250	39,7	54	1,289	1,05	8,5	7,04			13,5	30,9	42		
MAC	D—12	1	1800	8,82	12	1,19	1,2	17	4,94	264	194	7,8	7,43	10,1	55,7	41
MAC	D—103	4	1800	44,1	60	4,76	1,2	16,7	6,28	258	190	7,8		12,6		8,1 uscat
MAC	D—110	4	1800	44,1	60	4,76	1,2	16,7	6,28	258	190	7,8		12,6		8,1 uscat
MAC	D—104B	4	1800	44,1	60	4,76	1,2	16,7	6,28	258	190	7,8	9,25	12,6	11	8,1 uscat
MAC	D—105	4	1200	95,5	130	13,66	1,4	16	7,40			8,16	7,98	9,5	25	18,4
MAC	D—105A	4	1200	95,5	150	13,66	1,4	16	7,40			8,16	7,98	9,5	25	18,4
MAC	D—115	3	2400	33,08	45	2,34	1,15	17	7,07			8,8				
MAC	D—116	3	2400	29,4	40	2,34	1,16	17	6,28			8,8	12,55	17,1		
MAC	D—121	4	2400	40,5	55*	3,118	1,16	17	6,49			8,8		17,7		
MAC	D—124	3	2200	28	38	2,34	1,15	17	6,53			8,06				
MAC	D—118	4	2200	58,8	80	4,94	1,18	16,6	6,49			9,53				
MAC	Perkins	6	2200	74,4	101	5,8	1,29	16	6,96			9,3	12,8	17,4		
MAC	D—135*	6	3000	99	135	5,49	1,1	17,5	7,21	228	168		18,1	24,6	4,6	3,38 uscat
MAC	D—215**	6	2200	158	215	10,35	1,24	17	8,33	224	165		15,3	20,8	5,1	3,75 uscat
MAC	D—128	6	2100	132	180	10,35	1,24	17	7,29							

* SAE
* D—135—797—05
** D—215 6 HMN 8

Tabelul 1.3

Caracteristicile unor autoturisme existente pe plan mondial

Nr. crt.	Marca și modelul	Cilindreea totală cm³	Puterea motorului kW	Puterea motorului CP	Viteza maximă km/h	Consum de combustibil la viteza (80—90 km/h) l/100 km	Masa kg
0	1	2	3	4	5	6	7
1	Dacia 1300	1289	39,74	54 DIN	146	7,5—8	900
2	Dacia 1100	1108	31,65	43 DIN	132	6,8—7	760
3	Honda N 350	354	19,87	27 DIN	115	5	
4	Citroen Diane 4	425	15,45	21 SAE	100	5,5	
5	Trabant 601	594,5	19,14	26 DIN	105	6—8,5	660
6	NSU Prinz 4 L	598	19,87	27 DIN	120	5,7	685
7	Renault 4	845	19,87	27 DIN	110	6	630
8	Renault Dauphine	843	27,97	38 SAE	125	6,5—7,5	660
9	Fiat 850	843	27,23	37 DIN	125	6,3	670
10	Fiat 850 Coupé	903	38,27	52 SAE	150	7,2	730
11	Skoda 1000 MB	988	35,33	48 SAE	125	8,5	
12	Wartburg 312	992	33,12	45 DIN	125	8—10	960
13	Opel Kadett	1078	40,48	55 SAE	125	7,5—10	920
14	Skoda 1100 MB	1107	33,85	46 DIN	135	7,7	
15	Renault 8 S	1108	44,16	60 SAE	145	—	755
16	Simca 1100	1118	41,21	56 DIN	141	7,5	—
17	Fiat 124	1197	44,16	60 DIN	140	8,9	855
18	Renault 8 Gordini	1255	75,80	103 SAE	175	10—17	660
19	Volkswagen 112—1300	1285	36,80	50 SAE	120	8,5	780
20	Alfa Romeo 1300 TI	1290	69,18	94 SAE	160	9,8	950
21	Ford 12 M/Capri	1305	47,84	65 SAE	135	8	780
22	Moskvici 408	1357	44,53	60,5 SAE	120	7—9	990
23	Renault 16	1470	46,37	63 SAE	145	9	980
24	Volkswagen 1600 TL	1584	47,84	65 SAE	135	8,9	900
25	Fiat 125	1608	66,24	90 DIN	160	9,9	1000
26	Peugeot 404	1618	58,88	80 SAE	150	10	1040
27	Volkswagen 411	1679	47,84	65 DIN	145	10	
28	Audi 90	1770	75,07	102 SAE	163	9	
29	Volvo 142/144	1778	84,64	115 SAE	165	11—12	
30	Alfa Romeo 1750	1779	97,15	132 SAE	180	11,6	950
31	Peugeot 504	1796	66,24	87 SAE	156	11,6	
32	Citroen ID-Super	1985	66,24	90 SAE	165	9,4	
33	Mercedes 200	1988	69,92	95 DIN	160	10,9	1230
34	BMW 2002 TI	1990	83,17	113 SAE	190	10	
35	Porsche 911 S	1991	132,48	180 SAE	225	10—12	
36	NSU Ro 80 Wankel		84,64	115 DIN	180	13—15	1210
37	Warszawa 203	2120	51,52	70 DIN	130	13,7	1460
38	Citroen 21 Pallas	2175	80,23	109 SAE	175	9,8	
39	Mercedes 230	2292	99,56	135 SAE	175	11,2	1310
40	Ford 20 HTS	2293	92,74	126 SAE	170	9,9	
41	Volga M 21	2460	51,52	70 DIN	115	13,5	1460

Tabelul 1.3. (continuare)

0	1	2	3	4	5	6	7
42	Mercedes 250	2496	107,46	146 SAE	180	11,7	1310
43	BMW 2800	2788	125,12	170 DIN	200	10,9	
44	Mercedes 300 SEL	2778	143,52	195 SAE	185	12,3	1310
45	Porsche 908	2997	257,60	350 DIN	280	10—25	
46	Opel Diplomat	4638	164,13	223 SAE	206	15	940
47	Rolls Royce Phantom VI	6230	—	—	180	15—22	
48	Mercedes 600	6329	220,86	300 SAE	205	17,8	
49	Ford Mustang	6964	290,72	395 SAE	200	16—22	
50	Cadillac Eldorado	7729	279,68	380 SAE	200	17—22	
51	Dacia 1300 DV*	1289	39,74	54 DIN	146	5,7—6	900
52	Oltcit special	625	24,5	34 DIN	120	5,7	835
53	Oltcit club	1129	41,4	56,5 DIN	149	6,7	875

* DV — distribuţie variabilă

În tabelul 1.4 sînt redate unele noi tipuri de motoare, comparativ cu motorul clasic.

Motorul rotativ, de tip Wankel, avînd masă numai în mişcare de rotaţie, este simplu şi compact. Un dezavantaj al acestui motor îl constituie problema etanşărilor, cu efecte negative asupra performanţelor de putere şi economicitate.

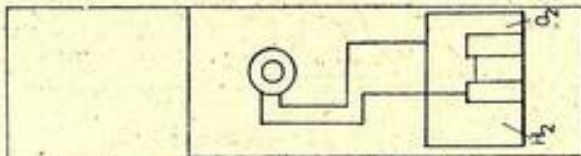
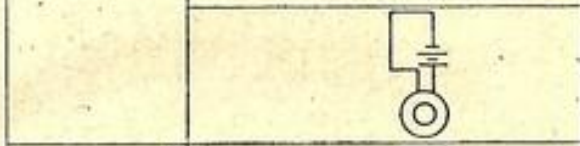
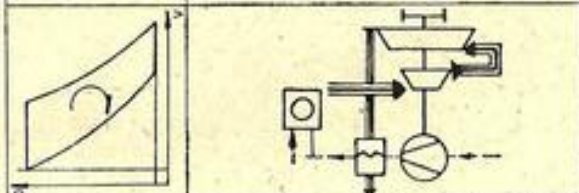
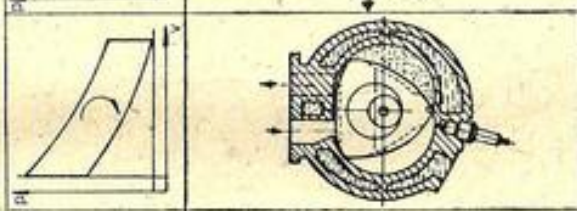
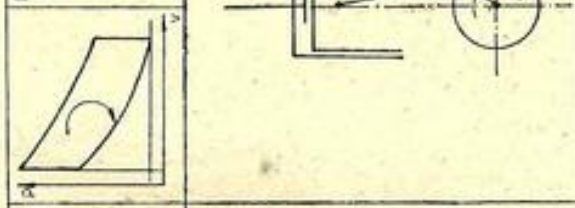
Turbina cu gaze este un alt concurent al motorului clasic, datorită avantajelor sale: construcţie relativ simplă, utilizarea unui combustibil mai ieftin şi posibilitatea arderii complete a lui. Dezavantajele turbinei cu gaze: utilizarea unor materiale deficitare (materiale speciale termorezistente pentru palete), consum ridicat de combustibil; funcţionarea defectuoasă la sarcini parţiale şi zgomotul ridicat la evacuare limitează aplicarea ei.

Ansamblul *acumulator + motor electric*, prin avantajele pe care le prezintă: randament ridicat al utilizării energiei şi inexistenţa poluării mediului, este o tentaţie la ordinea zilei. În prezent însă, din parcul mondial de autovehicule mai puţin de 0,1% sînt cu antrenare electrică. Limitele dezvoltării autovehiculelor cu antrenare electrică sînt: volumul şi masa mare a surselor de energie electrică montate pe autovehicule şi asigurarea unei autonomii de deplasare reduse. S-au încercat diferite tipuri de acumulatoare, fără a depăşi, cu acestea, autonomii de deplasare de ordinul 60...80 km. Rezultate promiţătoare se întrevăd a se obţine cu acumulatoarele zinc-aer etc.

Pila de combustie + motor electric constituie tot un ansamblu

Tabelul 1.4

Comparaţia unor noi tipuri de motoare cu motorul clasic

Ciclul teoretic de referinţă							
Schema motorului							
Randamentul efectiv [%]	MAS	MAC					
	24...30	30...40	24...30	20...40	(95)	40	

de mare eficiență economică. În acest caz, în principiu se înlătură dezavantajul autonomiei de deplasare, prin faptul că pila de combustie asigură energie atîta timp cît este alimentată cu combustibil și oxidant, care pot fi acumulate în cantități mari la bordul autovehiculului.

Pilele hidrogen-oxigen sau hidrogen-aer sînt singurele care au perspective de aplicare la autovehicule. Și în acest caz, unele dezavantaje majore: puterile mici furnizate de pile și dificultățile întîmpinate la transportul gazului lichefiat limitează aplicarea pe autovehicule.

În continuare, datorită ponderii pe care o au motoarele clasice, se vor trata problemele majore privind funcționarea și exploatarea economică a acestora.

1.2. PROCESELE FUNCȚIONALE ALE MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE

Procesele funcționale ale unui motor de autovehicul se urmăresc cel mai adesea prin intermediul diagramelor indicate, în coordonate $p - v$ sau $p - \varphi$.

Succesiunea proceselor funcționale este: admisia, comprimarea, arderea, destinderea și evacuarea.

Din figura 1.2 se observă că procesele de admisie și evacuare, denumite și procese de schimb de gaze, depășesc cursele corespunzătoare teoretice, iar procesele de comprimare și destindere se desfășoară pe intervale mai mici. Procesul arderii are loc parțial în cursa de comprimare și parțial în cursa de destindere.

Înainte de analiza mai în detaliu a proceselor funcționale (reale), este util a face cîteva referiri la ciclurile teoretice ale motoarelor cu ardere internă.

1.2.1. BAZELE TEORETICE ALE MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE

Ciclul de referință al MAS se consideră ciclul cu ardere izocoră, iar pentru MAC cu injecție mecanică, ciclul cu ardere mixtă.

Ciclul cu ardere izocoră, care modelează diagrama indicată a MAS, este redat în figura 1.3.

În motorul real, supapa de admisie se deschide cu avans față de *pms*, *(dsa)*, intrînd în cilindru amestec de aer și combustibil datorită depresiunii create de piston la deplasarea sa de la *pms* spre *pmi* (fig. 1.3 a). După închiderea supapei de admisie *(isa)*, are loc comprimarea amestecului, iar spre sfîrșitul comprimării, cu

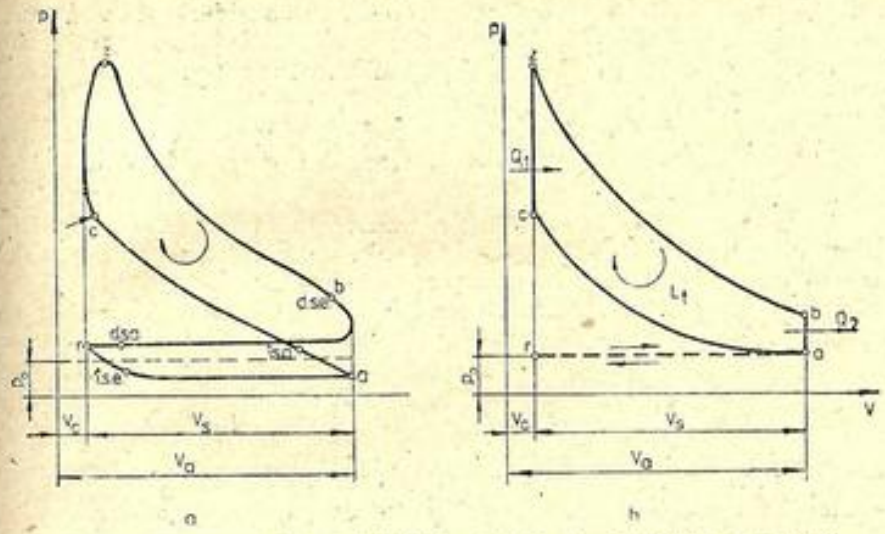


Fig. 1.3. Diagrama indicată și ciclul de referință al unui MAS în patru timpi.

avans față de *pms*, se produce scînteia electrică, în punctul c. Arderea amestecului durează pe traseul $c - z$, după care urmează destinderea gazelor pînă în punctul *b*, cînd se deschide supapa de evacuare *(dse)*. Evacuarea gazelor durează pînă la închiderea supapei de evacuare *(ise)*, după care ciclul se repetă.

Ciclul teoretic (fig. 1.3 b) se compune din comprimarea adiabatică $a - c$; arderea izocoră $c - z$ (pe care se consideră că are loc introducerea instantanee a căldurii Q_1); destinderea adiabatică $z - b$ (timpul motor) și evacuarea izocoră $b - a$ (cînd se consideră că are loc cedarea către mediul ambiant a căldurii Q_2).

Un astfel de ciclu teoretic se apreciază suficient de fidel prin randamentul termic η_t și presiunea medie a ciclului p_t.

Randamentul termic, indice de apreciere a economicității ciclului, este raportul dintre lucrul mecanic produs L_t și căldura introdusă Q_1:

$$\eta_{t\,MAS} = \frac{L_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}}, \qquad (1.1)$$

în care ε este raportul de compresie, $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$, iar $\varkappa$ — exponentul adiabatic.

Pentru cazul cînd în motorul teoretic se consideră că evoluează gaze cu proprietăţile aerului $\varkappa = 1{,}4$, prin mărirea raportului de compresie de la $\varepsilon = 7$ la $\varepsilon = 10$, randamentul termic creşte de la $\eta_{t\varepsilon=7} = 54\%$ la $\eta_{t\varepsilon=10} = 60\%$.

Mărirea raportului de compresie peste $\varepsilon \cong 9$ nu aduce o mărire sensibilă a randamentului termic, ca atare din punct de vedere practic este limitat la această valoare*.

Presiunea medie a ciclului p_t (indice energetic) caracterizează lucrul mecanic util ce se obţine. Ea este o mărime convenţională, care se consideră că acţionează asupra pistonului, în timpul cursei de detentă şi produce un lucru mecanic egal cu lucrul mecanic al ciclului:

$$p_t = \frac{L_t}{V_s} = p_a \frac{\varepsilon^{\varkappa}}{\varepsilon - 1} \frac{\pi - 1}{\varkappa - 1} \eta_t; \qquad (1.2)$$

în care lucrul mecanic al ciclului teoretic este $L_t =$ aria $a\,c\,z\,b$; V_s — cilindreea unitară, iar $\pi = \frac{p_z}{p_c}$ este gradul de creştere a presiunii.

Concluziile practice care rezultă din analiza relaţiei (1.2) se referă la faptul că prin mărirea presiunii medii a ciclului puterea cerută de la motor se realizează cu o cilindree mai mică (dimensiuni mai reduse ale motorului).

Presiunea medie a ciclului poate fi mărită prin mărirea presiunii iniţiale p_a, a raportului de compresie ε, a gradului de creştere a presiunii şi a randamentului termic.

Ciclul cu ardere mixtă, care modelează diagrama indicată a MAC (fig. 1.4 a) cu injecţie mecanică este redată în figura 1.4 b.

Randamentul termic al ciclului cu ardere mixtă este:

$$\eta_{t\,MAC} = \frac{L_t}{Q_{1V} + Q_{1p}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa-1}} \frac{\pi \cdot \rho^{\varkappa} - 1}{(\pi - 1) + \varkappa \cdot \pi \cdot (\rho - 1)}, \qquad (1.3)$$

în care Q_{1V} este aportul de căldură prin ardere izocoră; Q_{1p} — aportul de căldură prin ardere izobară; $\rho = \frac{V_z}{V_y}$ — gradul de destindere prealabilă.

Randamentul termic creşte cu mărirea raportului de compresie (în acest caz raportul de compresie ε poate atinge valori de 16...22), cu mărirea exponentului adiabatic $\varkappa$, a gradului de creştere a presiunii

* Prin limitarea raportului de compresie se evită funcţionarea cu detonaţie a motorului (v. subcap. 1.2.4.2)

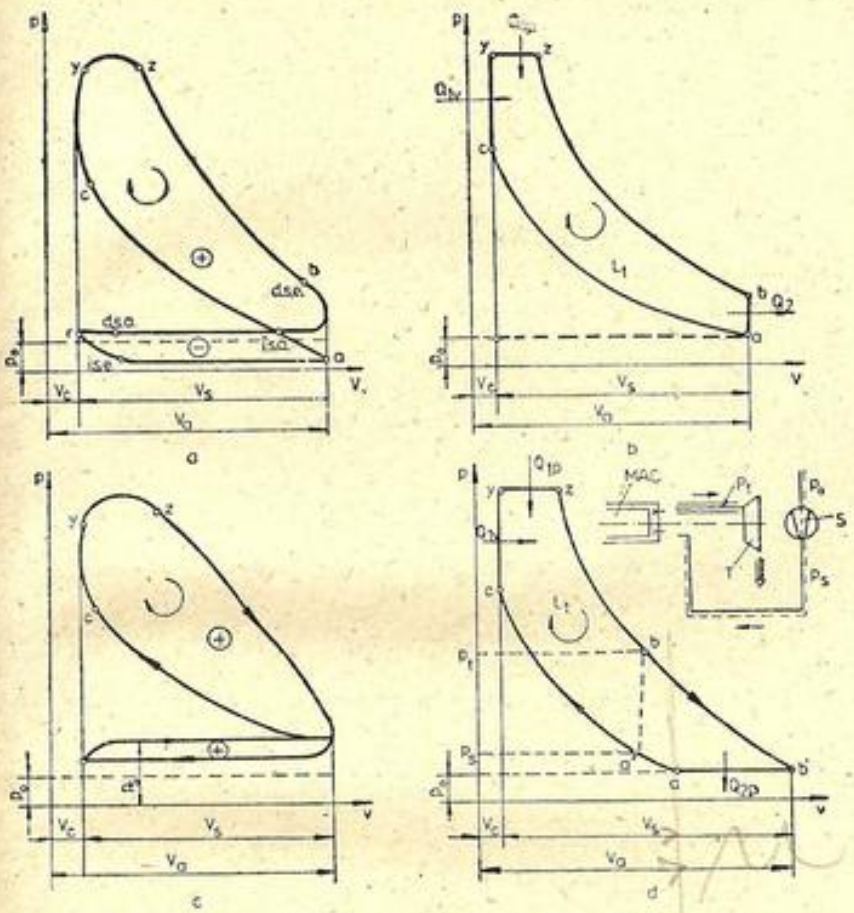


Fig. 1.4. Diagrama indicată şi ciclul de referinţă pentru un MAC cu admisie normală şi supraalimentat.

π şi cu micşorarea gradului de destindere prealabilă, ρ. Practic se poate acţiona asupra parametrilor ε, π şi ρ, în special în faza de proiectare şi mai puţin asupra lui $\varkappa$.

Presiunea medie a ciclului cu ardere mixtă:

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^{\varkappa}[(\pi - 1) + \varkappa\pi(\rho - 1)]}{(\varepsilon - 1) \cdot (\varkappa - 1)} \eta_{t\,MAC} \qquad (1.4)$$

poate fi mărită prin creşterea presiunii iniţiale a aerului la intrare în cilindru, (prin supraalimentare), prin creşterea raportului de compresie ε, a gradului de creştere a presiunii π şi prin reducerea gradului de destindere prealabilă ρ.

Ciclul teoretic al motoarelor supraalimentate. Prin supraalimentare se înţelege creşterea cantitativă a fluidului motor proaspăt pe calea măririi densităţii specifice, cu ajutorul creşterii presiunii de admisie ($p_s > p_0$).

În figura 1.4. c, d, se redă diagrama indicată, ciclul teoretic şi schema de principiu a unui MAC supraalimentat.

Gazele arse, după ieşirea din MAC, se destind în continuare în turbina T pînă la presiunea atmosferică p_0. Energia mecanică produsă de turbină (echivalentă cu aria $p_t - b - b' - p_0$) serveşte pentru antrenarea suflantei S, care comprimă aerul ce intră în MAC, de la presiunea p_0 la p_s (consumînd o energie echivalentă cu aria $p_0 - a - a' - p_s$).

Ciclul teoretic al motorului supraalimentat se compune deci din trei cicluri: ciclul motorului propriu-zis $a' - c - y - z - b - a'$, ciclul turbinei cu gaze $p_t - b - b' - p_0$ şi ciclul suflantei $p_0 - a - a' - p_s$, rezultînd în final ciclul $a - a' - c - y - z - b - b' - a$, echivalent cu lucrul mecanic L_t.

Randamentul termic al ciclului pentru un MAC supraalimentat este:

$$\eta_{tt} = \frac{L_t}{Q_{1V} + Q_{1p}} = \frac{Q_{1V} + Q_{1p} - Q_{2p}}{Q_{1V} + Q_{1p}} = 1 - \frac{Q_{2p}}{Q_{1V} + Q_{1p}} =$$

$$= 1 - \frac{1}{\varepsilon_t^{\varkappa-1}} \frac{\left(\frac{\lambda}{\delta}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} \cdot \pi \cdot \rho^{\varkappa}}{(\pi - 1) + \varkappa \cdot \pi(\rho - 1)}, \qquad (1.5)$$

în care mai apar notaţiile $\lambda = \frac{p_t}{p_0}$ — gradul de creştere a presiunii în suflantă; $\varepsilon_t = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_a V_{a'}}{V_{a'} V_c} = \varepsilon_s \cdot \varepsilon$ — raportul total de compresie, al suflantei ε_s şi al motorului propriu-zis ε; $\delta = \frac{p_t}{p_0}$ — gradul de destindere a gazelor în turbină.

Din analiza ciclurilor teoretice se desprind următoarele concluzii: posibilitatea măririi randamentului termic şi a presiunii medii prin creşterea raportului de compresie şi a exponentului adiabatic (mărirea conţinutului de aer al fluidului motor); posibilitatea măririi presiunii medii, deci a puterii motorului, la aceeaşi cilindree, prin mărirea presiunii în cilindri la sfîrşitul admisiei (supraalimentare).

Concluziile obţinute pe baza ciclurilor teoretice arată doar direcţiile în care trebuie acţionat, aceasta deoarece procesele reale de funcţionare ale motoarelor sînt cu mult mai complexe, iar posibilităţile influenţării lor pentru obţinerea unei eficienţe maxime sînt condiţionate de cunoaşterea aprofundată a acestor procese în interdependenţa lor.

O comparaţie a ciclurilor teoretice cu procesele reale de funcţionare ale MAS şi MAC este redată în figura 1.5.

În cazul real, reluarea fiecărui ciclu de lucru este posibilă numai prin evacuarea gazelor după destinderea şi introducerea unui fluid motor proaspăt, apărînd astfel diagrama de pompaj (aria 1), care reprezintă un consum de lucru mecanic de 1 ... 3%. Procesul de comprimare în realitate se desfăşoară după o transformare politropică, avînd loc un schimb de căldură cu pereţii proporţional cu aria 2'. În procesul de ardere, prin faptul că se desfăşoară într-un timp finit, cu disociaţii şi schimb de căldură, apar pierderi proporţionale cu ariile 3 şi 3', care pot atinge 4 ... 6%. Pierderile din timpul destinderii (aria 2) sînt cele mai importante, ajungînd pînă la 15 ... 20%.

Deschiderea cu avans a supapei de evacuare conduce la o pierdere de 2 ... 3%, proporţională cu aria 4.

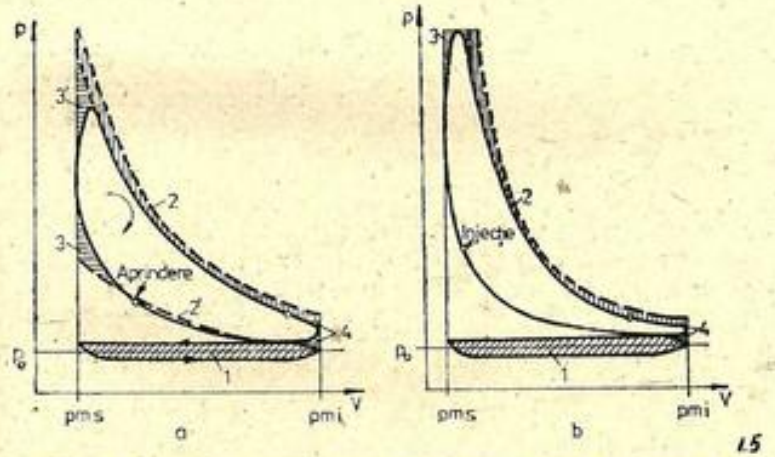


Fig. 1.5. Comparaţia diagramelor indicate cu ciclurile de referinţă: a — MAS; b — MAC.

În cazul proceselor reale de funcționare, apar și alte fenomene (modificarea proprietăților fizico-chimice ale gazelor cu temperatura etc.), care complică și mai mult studiul.

Procesele reale se urmăresc în succesiunea normală.

1.2.2. PROCESELE DE ADMISIE ȘI EVACUARE (SCHIMBAREA GAZELOR)

Procesele de admisie (umplere) și evacuare se studiază împreună, deoarece prezintă ca element comun curgerea gazelor, pe de altă parte, ele prezintă și o succesiune, în sensul că procesul de evacuare dintr-un ciclu dat precede procesul de admisie din ciclul următor, care este influențat sensibil de evacuarea completă sau incompletă a gazelor arse din cilindru.

Schimbarea gazelor urmărește admisia în cilindru a unei cantități cît mai mari de fluid motor proaspăt, aceasta fiind una din căile sigure de mărire a puterii motorului.

Procesul de admisie este de două feluri: procesul de *admisie normală* — sau *umplere normală* — care are loc atunci cînd fluidul motor proaspăt pătrunde în cilindru prin efectul depresiunii create la deplasarea pistonului și procesul de *admisie forțată* — sau *umplere forțată*, care are loc datorită efectului combinat al comprimării prealabile (prin intermediul unei suflante etc.) și a deplasării pistonului.

Aprecierea procesului de admisie (umplere) se face prin coeficientul de umplere (randament volumetric):

$$\eta_u = \frac{m}{m_0} = \frac{V}{V_s}, \qquad (1.5)$$

în care m este masa fluidului motor proaspăt care intră în cilindru; m_0 — masa teoretică de fluid ce ar putea intra în cilindru; V — volumul fluidului motor reținut în realitate în cilindru la sfîrșitul procesului de umplere; V_s — volumul cilindreei, pe care l-ar putea ocupa fluidul motor proaspăt într-un proces, fără pierderi gazotermodinamice.

Presiunea medie, puterea motorului și momentul motor, fiind direct proporționale cu coeficientul de umplere, justifică preocupările specialiștilor pentru a mări acest coeficient astfel încît să se apropie de unitate.

INFLUENȚA UNOR FACTORI ASUPRA SCHIMBĂRII GAZELOR LA MOTOARELE ÎN PATRU TIMPI

Pentru a sistematiza studiul factorilor care influențează procesele din motoare, aceștia se împart în: factori constructivi (parametri ce caracterizează construcția motorului) și factori de exploatare (parametri caracteristici ai fluidului la intrare în motor, ai regimului de funcționare și ai reglajelor motorului).

INFLUENȚA FACTORILOR CONSTRUCTIVI

Construcția sistemului de admisie conduce la pierderi gazodinamice, care sînt mai mari la sistemele de admisie ale MAS (fig. 1.6) față de cele ale MAC, unde lipsesc pierderile proprii carburatorului.

Mărimea pierderilor gazodinamice depinde de viteza curgerii fluidului și rezistențele sistemului de admisie.

Sursele de pierderi, în sensul curgerii fluidului motor, sînt: filtrul de aer, difuzorul și obturatorul carburatorului, colectorul, galeria din chiulasă și trecerile pe lîngă supapă.

La MAS, în situația obturatorului (clapetei de accelerație) complet deschis, pierderile la supapă ating pînă la 80% din totalul pierderilor. Creșterea ariei secțiunii medii de trecere oferită de supapă A_s^{med}, prin mărirea diametrului talerului și a înălțimii de ridicare, este deci de mare importanță pentru îmbunătățirea umplerii, mai ales la turații ridicate (fig. 1.7).

La MAC, lipsește carburatorul, ca atare pierderile gazodinamice depind numai de filtrul de aer, de variațiile de secțiune (care

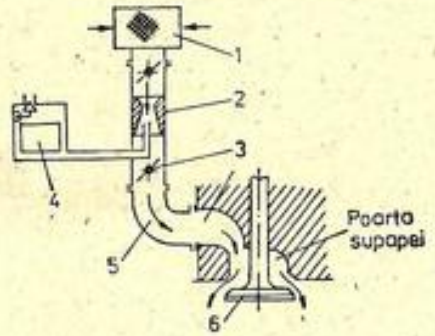


Fig. 1.6. Schema unui sistem de admisie la MAS:

1 — filtru de aer; 2 — difuzor; 3 — obturator (clapetă de accelerație); 4 — carburator; 5 — colector de admisie; 6 — supapă de admisie.

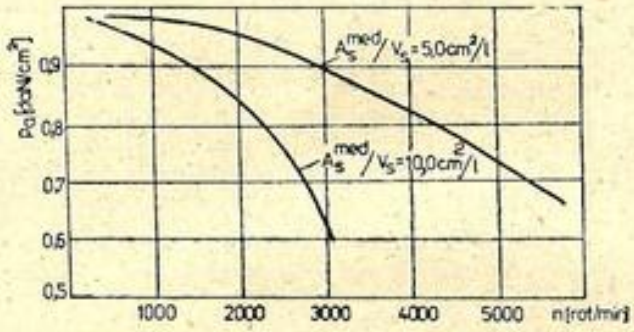


Fig. 1.7. Variaţia presiunii de admisie în funcţie de turaţie pentru două valori diferite ale secţiunii medii de trecere a supapei.

trebuie să fie cît mai mici) şi de schimbările de direcţie ale fluidului (care trebuie să fie minime).

Rezistenţa introdusă de filtrul de aer depinde de capacitatea sa de filtrare şi de gradul de îmbîcsire cu impurităţi. Odată cu îmbîcsirea filtrului se reduce şi coeficientul de umplere.

Construcţia sistemului de evacuare (fig. 1.8), care în mod obişnuit se compune din: supapa de evacuare 1, canalul de evacuare 2, colectorul de evacuare 3, conducta de evacuare 4 şi amortizorul de zgomot 5, introduce rezistenţe gazodinamice importante. Amortizorul de zgomot măreşte presiunea ($p_{ev1} > p_{ev2}$), respectiv aria diagramei indicate, care reprezintă lucrul mecanic consumat (fig. 1.9) ceea ce conduce la reducerea coeficientului de umplere

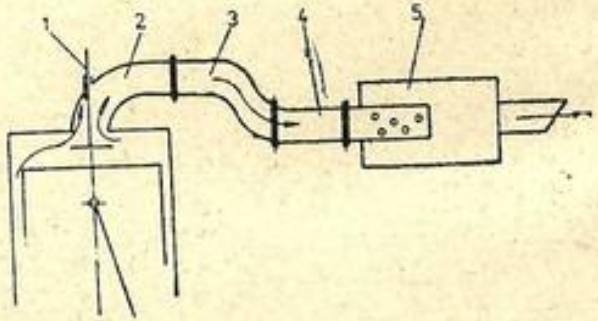


Fig. 1.8. Schema principială a sistemului de evacuare.

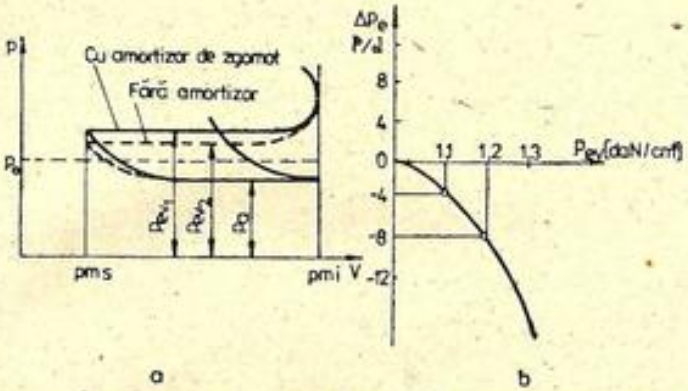


Fig. 1.9. Influenţa rezistenţelor la evacuare asupra diagramei de pompaj (a) şi asupra puterii efective (b).

η_u. Ca urmare, se reduce puterea ΔP_e (fig. 1.9. b) cu atît mai mult cu cît amortizorul de zgomot introduce rezistenţe mai mari la evacuare. Apare deci util a realiza astfel de atenuatoare de zgomot care să reducă nivelul de zgomot sub limitele admise, însă cu influenţe minime asupra puterii şi economicităţii motorului.

Fazele distribuţiei, respectiv momentele deschiderii şi închiderii supapelor de admisie şi evacuare, precum şi duratele deschiderii supapelor, au o influenţă esenţială asupra perfecţiunii umplerii.

Fazele distribuţiei se exprimă în °RAC faţă de linia *pms—pmi* şi se reprezintă în diagrama fazelor de distribuţie (fig. 1.10).

Limitele de variaţie a unghiurilor de avans şi întîrziere la închiderea şi deschiderea supapelor rezultă din tabelul 1.5.

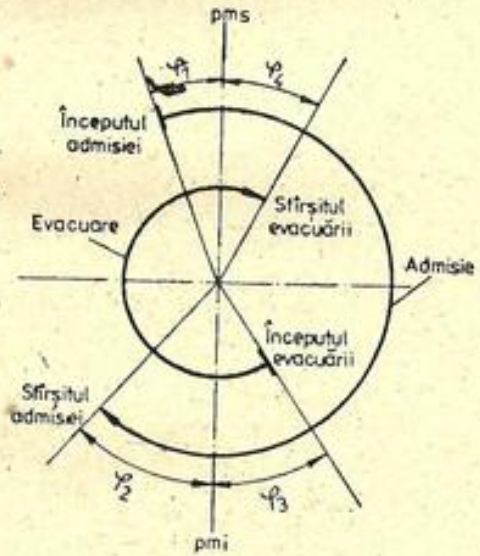


Fig. 1.10. Fazele distribuţiei gazelor.

Tabelul 1.5

Limitele de variaţie ale unghiurilor de avans şi întîrziere la deschiderea şi închiderea supapelor

Unghiul	Simbol şi U.M.	Limite de variaţie
De avans la deschiderea supapei de admisie	φ_1 °RAC	7...20
De întîrziere la închiderea supapei de admisie	φ_2 °RAC	39...70
De avans la deschiderea supapei de evacuare	φ_3 °RAC	40...70
De întîrziere la închiderea supapei de evacuare	φ_4 °RAC	5...40

Deschiderea supapei de evacuare *(dse)* se face cu avansul φ_3 pentru a permite egalizarea presiunii din cilindru cu un consum minim de lucru mecanic (fig. 1.11).

La deschiderea supapei de evacuare în *pmi*, lucrul mecanic pierdut ΔL este cu mult mai mare decît sporul de lucru mecanic Δl. În plus, presiunea gazelor la evacuare p_{ev} creşte, ceea ce înrăutăţeşte umplerea. Prin încercări experimentale se alege un astfel de moment al deschiderii supapei de evacuare, încît pierderea de lucru mecanic ΔL să fie minimă.

Momentul închiderii supapei de evacuare se stabileşte astfel încît să se obţină o evacuare cît mai perfectă a gazelor arse din cilindru, ca atare supapa de evacuare poate fi menţinută deschisă şi după *pms*, pînă la *îse* (v. fig. 1.2.).

Prin deschiderea supapei de admisie în momentul optim (cu avans faţă de *pms*), se asigură începerea umplerii cilindrului cu fluid proaspăt, imediat ce presiunea din cilindru a devenit mai mică decît presiunea din colectorul de admisie.

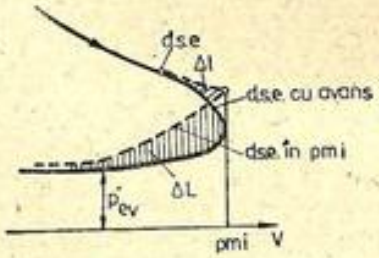


Fig. 1.11. Influenţa momentului de deschidere a supapei de evacuare asupra diagramei indicate.

Închiderea supapei de admisie se face după *pmi*, asigurîndu-se astfel completarea umplerii cilindrului, pe prima parte a cursei de comprimare a pistonului, în care mai există o diferenţă favorabilă de presiune între colectorul de admisie şi cilindru, iar coloana de fluid proaspăt are încă o energie cinetică importantă. Momentul în care efectul inerţial al coloanei de fluid motor este egalat de efectul creşterii presiunii în cilindru constituie momentul optim pentru închiderea supapei de admisie. Dacă se întîrzie cu închiderea supapei de admisie, umplerea se înrăutăţeşte, prin reîntoarcerea în colectorul de admisie a unei fracţiuni din fluidul admis în cilindru.

Suprapunerea deschiderii supapelor reprezintă perioada dintre avansul la deschiderea supapei de admisie *(dsa)* şi întîrzierea la închiderea supapei de evacuare *(îse)*. Deşi aparent ar exista posibilitatea scăpării de gaze arse în colectorul de admisie, practic cu cît turaţia motorului este mai ridicată, scăpările sînt mai reduse.

Fazele optime de distribuţie depind foarte mult de regimul de funcţionare a motorului şi destinaţia acestuia. La motoarele pentru autoturisme aceste faze trebuie să fie optime pentru regimul de putere maximă, deci fazele de distribuţie sînt mai largi, iar la motoarele de autocamioane, autobuze şi tractoare trebuie să asigure condiţii optime pentru desfăşurarea schimbării gazelor, la regimul cuplului maxim, ceea ce reclamă valori mai mici ale fazelor de distribuţie.

Arhitectura camerei de ardere influenţează procesele de admisie şi evacuare în special, prin modul de montare a supapelor şi dimensiunile lor. La camerele de ardere cu supape în chiulase, mai ales la aşezarea înclinată a supapelor, coeficientul de umplere este sensibil mai ridicat.

Raportul de compresie ε are o influenţă complexă asupra umplerii. Tendinţei de creştere a coeficientului de umplere η_u odată cu creşterea lui ε i se opune încălzirea fluidului motor ca urmare a ridicării regimului termic al motorului.

Natura materialului pistonului şi chiulasei influenţează coeficientul de umplere, prin intermediul conductivităţii termice. Aliajele de aluminiu, care posedă conductivitate termică superioară faţă de aliajele de fontă, asigură pieselor o temperatură de funcţionare mai scăzută, deci o umplere mai completă a cilindrului cu fluid motor, respectiv un coeficient de umplere mai ridicat.

Din cadrul acestor factori fac parte: condițiile inițiale ale fluidului motor (factorii de stare); turația și sarcina motorului.

Condițiile inițiale se exprimă prin presiunea și temperatura inițială a fluidului motor, cantitatea de gaze reziduale și turbulența.

Variațiile presiunii inițiale p_0, la intrare în sistemul de admisie, conduc la variații de același sens ale presiunii de admisie p_a, deci cantitatea de fluid motor admis în cilindru variază direct proporțional cu presiunea inițială.

Temperatura inițială t_0 influențează atît coeficientul de umplere η_u, cît și densitatea fluidului motor ρ_0 (fig. 1.12). Deoarece masa fluidului motor $m = \text{const} \cdot \rho_0 \cdot \eta_u$, rezultă că influența scăderii densității cu creșterea temperaturii este predominantă, conducînd la reducerea masei de fluid motor intrat în cilindru. Deci, pe timp de iarnă, sau în general cînd temperatura mediului exterior este mai redusă, cantitatea de fluid motor ce intră în cilindri este mai mare, motorul furnizînd o putere mărită (trage mai bine).

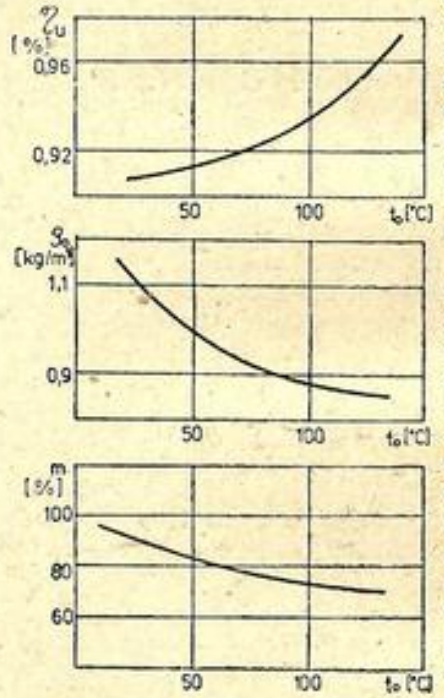


Fig. 1.12. Influența temperaturii inițiale asupra coeficientului de umplere, densității și masei fluidului motor proaspăt.

Cantitatea de gaze reziduale (apreciată prin coeficientul gazelor reziduale $\gamma_r = \frac{m_r}{m}$, în care m_r este masa gazelor reziduale reținute în cilindru, iar m — masa fluidului motor proaspăt intrat în cilindru), influențează sensibil umplerea cilindrului. Odată cu creșterea coeficientului γ_r, coeficientul de umplere scade, deoarece volumul disponibil pentru fluidul proaspăt se reduce, iar temperatura fluidului crește prin amestecarea cu gazele reziduale.

Turbulența cauzată de sistemul de admisie are o influență negativă asupra umplerii.

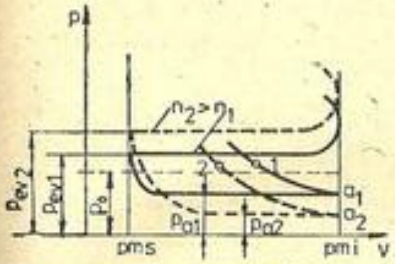


Fig. 1.13. Influența turației asupra proceselor de admisie și evacuare.

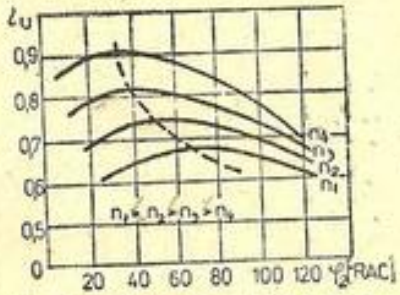


Fig. 1.14. Influența unghiului de întîrziere la închiderea supapei de admisie asupra coeficientului de umplere pentru diferite turații.

Turația motorului, la sarcină constantă, influențează procesele de admisie și evacuare, așa cum se arată în figura 1.13. Și anume, la creșterea turației $n_2 > n_1$ se măresc pierderile gazodinamice, rezultînd o creștere a presiunii de evacuare $p_{e2} > p_{e1}$ și o scădere a presiunii de admisie $p_{a2} < p_{a1}$, ceea ce înrăutățește umplerea. Momentul optim de închidere a supapei de admisie la turația n_2 (punctul 2) este deplasat în raport cu cel corespunzător turației n_1 (punctul 1).

Mărirea turației presupune o mărire a unghiului de întîrziere la închiderea supapei de admisie (fig. 1.14), astfel încît să se obțină un coeficient de umplere maxim la orice turație.

Practic, această cerință se poate realiza numai pentru o anumită turație, care de obicei corespunde fie cu regimul de putere maximă*, la motoarele de autoturism, sau cu regimul de moment maxim la motoarele de autocamioane și tractoare (fig. 1.15).

Sarcina motorului are o influență diferită la MAS comparativ cu MAC (fig. 1.16).

La MAC, unde modificarea sarcinii se realizează prin modificarea cantității de combustibil care se introduce în cilindri, cantitatea de aer rămînînd constantă pe ciclu, rezultă că rezistențele gazodinamice ale sistemului de

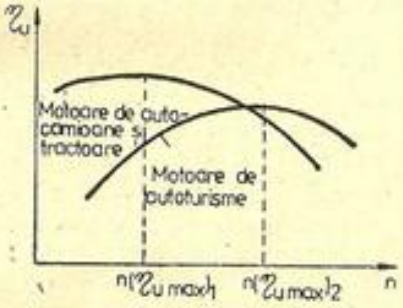


Fig. 1.15. Influența turației asupra coeficientului de umplere.

* Distribuția variabilă, aplicată începînd cu anul 1982, la motoarele autoturismelor Dacia 1300, înlătură acest dezavantaj.

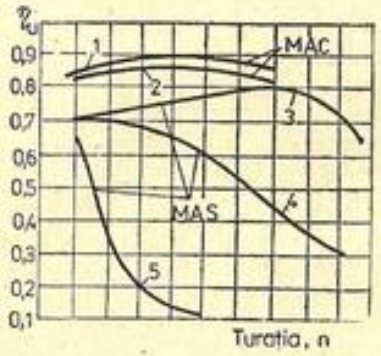


Fig. 1.16. Variația coeficientului de umplere în funcție de turație pentru diferite sarcini:

1 — mers în gol; 2, 3 — sarcină plină; 4 — sarcină parțială; 5 — mers în gol.

admisie nu depind de sarcină (la turație constantă), o anumită influență avînd doar încălzirea aerului. La mărirea sarcinii din cauza degajării unei cantități mai mari de căldură crește regimul termic al pieselor motorului, aerul care intră în cilindri se încălzește mai intens, iar coeficientul de umplere scade, relativ puțin.

La MAS, unde reducerea sarcinii, respectiv reducerea cantității de fluid proaspăt, se realizează prin închiderea parțială a obturatorului (clapetei de accelerație), cresc foarte mult rezistențele gazodinamice, precum și coeficientul gazelor reziduale γ_r, ceea ce conduce la reducerea pronunțată a coeficientului de umplere η_u.

Făcînd o comparație, rezultă că la MAS, odată cu reducerea sarcinii, coeficientul de umplere scade foarte mult, înrăutățindu-se evident performanțele motorului, pe cînd la MAC coeficientul de umplere crește, iar performanțele motorului la sarcini parțiale sînt cu mult mai favorabile.

1.2.2.1. *PARTICULARITĂȚI ALE SCHIMBĂRII GAZELOR LA MOTOARELE ÎN DOI TIMPI*

La motorul în doi timpi ciclul funcțional (diagrama indicată) se realizează la două curse ale pistonului, respectiv o rotație a arborelui cotit. Pentru procesul schimbării gazelor, la aceste motoare se afectează fracțiuni din cursele de comprimare și destindere, echivalînd cu circa 120—150°RAC (fig. 1.17). Aceasta este posibil datorită evacuării și umplerii forțate. Cilindrul motorului comunică prin orificii (lumini de baleaj l.b) cu colectorul, în care se găsește fluidul motor, iar prin luminile de evacuare cu colectorul de evacuare. Deschiderea și închiderea luminilor este realizată prin intermediul pistonului. La sfîrșitul destinderii pistonul deschide luminile de evacuare (d.l.e.), evacuarea făcîndu-se sub acțiunea presiunii ridicate din cilindru. La deplasarea în continuare a pistonului, se deschid luminile de baleaj (d.l.b.), avînd loc intrarea în cilindru a fluidului motor, precomprimat la o presiune de circa 1,3 daN/cm², care ocupă volumele eliberate de gazele arse evacuate și totodată contribuie la evacuarea restului de gaze.

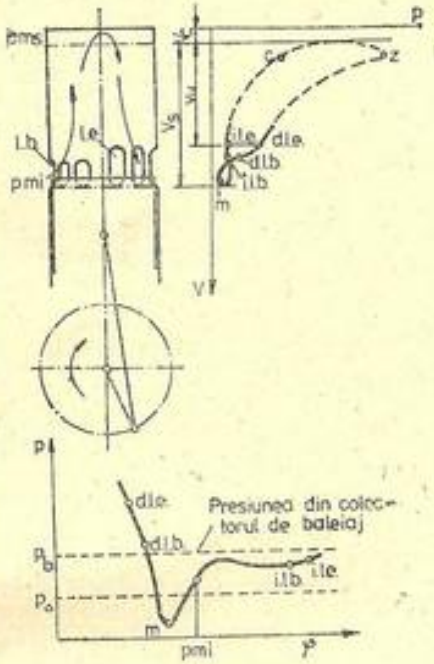


Fig. 1.17. Schema principială și diagramele indicate în coordonate $p-V$ și $p-\varphi$ pentru motorul în doi timpi.

Evacuarea forțată a gazelor arse de către fluidul motor proaspăt constituie procesul de *baleaj*.

Apariția unei presiuni mai mici decît p_0 (punctul *m*) se explică prin desfășurarea cu viteză mare a evacuării gazelor, al cărei efect depășește pe acela al intrării fluidului motor proaspăt. Gazele arse au viteze mari datorită diferenței de presiune și inerției coloanei de gaze, precum și datorită faptului că în această perioadă luminile de evacuare prezintă o secțiune mare de trecere.

În cursa pistonului către *pms* se închid mai întîi luminile de baleaj (i.l.b.) și apoi luminile de evacuare.

Optimizarea procesului de schimbare a gazelor la motoarele în doi timpi depinde în mare măsură de construcția organelor de distribuție, de fazele distribuției, de presiunea și cantitatea de fluid motor proaspăt care se găsesc într-o corelație de interdependență.

Momentul optim de deschidere a luminilor de evacuare rezultă din condiția ca presiunea din cilindru să asigure desfășurarea baleajului în condițiile cele mai favorabile, fără a diminua nici procesul destinderii.

Momentul deschiderii luminilor de baleaj prezintă de ase-

menea o mare importanță pentru perfecțiunea proceselor de baleaj și umplere.

Momentele închiderii luminilor de baleaj și evacuare pot fi simetrice cu momentele deschiderii în raport cu *pmi* sau asimetrice.

1.2.2.2. *PARTICULARITĂȚI ALE SCHIMBĂRII GAZELOR LA MOTOARELE ÎN PATRU TIMPI SUPRAALIMENTATE*

Încercările de mărire a cantității de fluid motor introdus în cilindri au condus la comprimarea prealabilă a fluidului prin intermediul unor suflante. Deci, procedeul de mărire a puterii motorului prin mărirea presiunii fluidului motor și sporirea corespunzătoare a consumului de combustibil se numește *supraalimentare*. Din acest punct de vedere și motoarele în doi timpi, care de fapt nu funcționează decît cu umplere forțată, fac parte din categoria motoarelor supraalimentate (fluidul motor intră în cilindri forțat datorită precomprimării lui).

La motoarele în patru timpi, supraalimentate, apar unele particularități față de schimbarea gazelor la motoarele în patru timpi cu admisie normală. De obicei, presiunea din cilindru (fig. 1.18) în cursa de evacuare (p_{ev}) este mai redusă față de presiunea de admisie (p_a), ceea ce face să rezulte un lucru mecanic pozitiv, care mărește lucrul mecanic indicat total.

La motoarele de automobile și tractoare de putere medie și mare apare eficientă aplicarea *turbosupraalimentării*. În acest caz, gazele evacuate din cilindrii motorului sînt utilizate în continuare într-o turbină cu gaze care produce energia necesară antrenării suflantei.

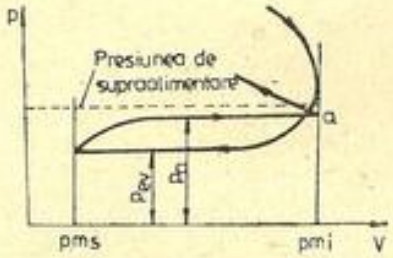


Fig. 1.18. Variația presiunii în procesele de admisie și evacuare pentru un motor în patru timpi supraalimentat.

Baleajul cilindrilor motorului în patru timpi supraalimentat se realizează prin deschiderea simultană a supapelor de evacuare și admisie pe o perioadă (120—150°RAC) cu mult mai mare decît la motoarele cu admisie normală. În această perioadă, o fracțiune din fluidul motor proaspăt trece direct în colectorul de evacuare. Prin mărirea presiunii de supraalimentare coeficientul de umplere se îmbunătățește (fig. 1.19), datorită reducerii relative a pierderilor de presiune.

1.2.3. PROCESUL DE COMPRIMARE

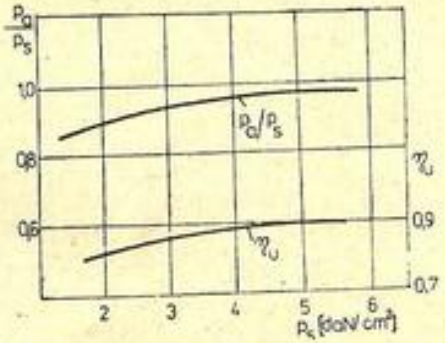


Fig. 1.19. Variația parametrilor η_u și $\frac{p_a}{p_s}$ în funcție de presiunea de supraalimentare.

Comprimarea fluidului motor proaspăt are ca scop să creeze condiții favorabile de presiune și temperatură necesare aprinderii și arderii combustibilului. La MAC parametrii finali ai procesului de comprimare trebuie să asigure temperatura de autoaprindere a combustibilului, iar la MAS să asigure omogenizarea amestecului combustibil — aer, pentru realizarea unei arderi optime. La ambele tipuri de motoare, procesul de comprimare trebuie să contribuie la mărirea intervalului de temperatură între care se desfășoară ciclul funcțional, obținîndu-se prin aceasta creșterea randamentului termic și o eficiență economică sporită a motorului.

Convențional, se consideră că procesul comprimării începe după închiderea organelor de distribuție (închiderea supapei de admisie la motorul în patru timpi și a luminilor de baleiaj și evacuare la motorul în doi timpi) și se termină în momentul producerii scînteii electrice (MAS) sau al începerii injecției (MAC).

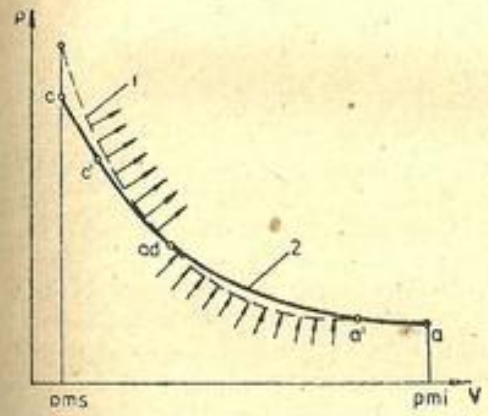


Fig. 1.20. Reprezentarea schematică a procesului de comprimare în diagrama indicată $p-V$.

Procesul comprimării este redat de porțiunea de curbă a'—c' (fig. 1.20).

În cazul ciclului teoretic s-a presupus că procesul comprimării se desfășoară adiabatic (curba 1); în realitate, datorită schimbului permanent cu pereții, comprimarea se desfășoară politropic (curba 2).

La începutul comprimării (curba $a' - ad$), are loc un schimb de căldură de la pereți la fluidul motor. În punctul (ad) — numit punct de adiabatism — cantitatea de căldură cedată este egală cu cantitatea de căldură primită. Creșterea în continuare a temperaturii gazelor conduce la schimbarea sensului de schimb de căldură, gazele cedînd căldură pereților (curba $ad - c$).

Pentru calculul parametrilor la sfîrșitul procesului de comprimare, se aplică ecuația unei politrope cu coeficient politropic n_c = constant (se neglijează variația exponentului politropic):

$$pV^{n_c} = \text{ct.} \qquad (1.6)$$

Pentru MAS, $n_c = 1{,}32 \ldots 1{,}39$, iar pentru MAC, $n_c = 1{,}36 \ldots$ $\ldots 1{,}4$.

INFLUENȚA FACTORILOR CONSTRUCTIVI

În cadrul factorilor constructivi se pot considera: raportul de compresie, mărimea cilindrului și arhitectura camerei de ardere.

Raportul de compresie se alege în funcție de tipul și destinația motorului. La MAS de serie pentru automobile $\varepsilon = 6 \ldots 9$, iar pentru automobile speciale $\varepsilon = 8 \ldots 12$.

La MAC cu camere de ardere nedivizate, unde suprafața de răcire a camerei de ardere este minimă, temperatura de autoaprindere a combustibilului se poate obține la valori mai mici ale raportului de compresie $\varepsilon = 14 \ldots 17$, iar la MAC cu camere divizate $\varepsilon = 17 \ldots 22$. La MAC divizate, alegerea unor rapoarte de compresie mari compensează pierderile de căldură cauzate de mișcarea mai intensă a aerului spre finele procesului de comprimare, care se datorează arhitecturii camerei de ardere mai complicate (și cu suprafață de schimb a căldurii mai mare). De fapt, un dezavantaj al acestor motoare, comparativ cu MAC cu camere nedivizate, este pornirea mai dificilă a lor, în special la temperaturi scăzute, cînd se impun măsuri și dispozitive pentru ușurarea pornirii.

Pe de altă parte, la orice tip de motor, prin micșorarea diametrului cilindrului, mărirea turației și scăderea sarcinii se pot alege rapoarte de compresie mai ridicate.

Dacă se ia în considerare destinația motorului, la motoarele care lucrează la sarcini apropiate de sarcina nominală (autocamioane, autobuze), raportul de compresie poate fi mai mic decît la motoarele care lucrează la sarcini parțiale (autoturisme).

INFLUENȚA FACTORILOR DE EXPLOATARE

La creșterea *turației*, se micșorează durata în timp a procesului de comprimare, precum și pierderile prin neetanșeități, ceea ce conduce la creșterea exponentului politropic n_c.

Influența *sarcinii* asupra exponentului n_c, respectiv asupra parametrilor fluidului motor la sfîrșitul comprimării, este neglijabilă în special la MAC.

Starea tehnică a motorului, îndeosebi uzura grupului cilindru — piston — segmenți, determină mărirea pierderilor prin neetanșeități, puterea motorului scade, iar consumul de combustibil crește. Crește și consumul de ulei, care, de fapt, este un indice al unui grad avansat de uzură a motorului.

Apariția unor defecțiuni ca: supapă blocată, segmenți rupți sau blocați, garnitură de chiulasă deteriorată etc., poate fi detectată prin mersul neuniform și cu trepidații al motorului.

Pătrunderea gazelor arse în carter este tot o consecință a uzurii înaintate a grupului cilindru — piston — segmenți.

Rezultă deci necesitatea verificării periodice a presiunii la sfîrșitul comprimării, operație care contribuie la prevenirea uzurilor și la menținerea funcționării economice a motorului.

1.2.4. PROCESUL ARDERII

1.2.4.1. *PARTICULARITĂȚI ȘI CERINȚE ALE ARDERII ÎN MOTOARE*

Arderea constituie o reacție chimică cu degajare de căldură produsă prin oxidarea cu viteză ridicată a combustibilului. Emisiunea de lumină (flacără), creșterea rapidă a presiunii și temperaturii și durata scurtă în timp sînt particularități importante ale arderii în motoare, de stăpînirea și controlarea lor depinzînd în final eficiența economică a utilizării combustibilului.

Procesul de ardere poate fi studiat sub aspect termodinamic și cinetic.

Termodinamica arderii studiază starea inițială și finală a transformării, precum și energia care ia parte.

Cinetica arderii studiază viteza de reacție și dependența ei de diferiți factori.

Pentru a lămuri procesul arderii, trebuie studiate mecanismele atomo-moleculare ale aprinderii și arderii, mecanismele de propagare a flăcărilor și arderea combustibilului în jet [18].

Cerințele desfășurării arderii în motorul cu ardere internă se referă la:

— arderea cît mai completă a combustibilului, deoarece o ardere incompletă, pe lîngă faptul că micșorează economicitatea funcționării motorului, are ca urmare și poluarea mediului înconjurător cu produși poluanți (oxid de carbon CO, oxizi de azot NO_x, hidrocarburi C_mH_n, fum etc.);

— arderea să conducă la o transformare cît mai eficientă a căldurii în energie mecanică, ceea ce presupune ca arderea să fie concentrată în jurul *pms;*

— arderea combustibilului să se desfășoare cu viteze moderate, pentru a reduce trepidațiile și zgomotul de funcționare al motorului.

1.2.4.2. *ARDEREA ÎN MOTORUL CU APRINDERE PRIN SCÎNTEIE*

La MAS arderea începe din momentul producerii scînteii electrice, într-un moment determinat al ciclului, care asigură apariția nucleului de flacără și răspîndirea flăcării în toate direcțiile, pînă la cuprinderea în întregime a amestecului combustibil—aer (considerat ca amestec omogen).

Producerea flăcării cu viteze moderate se numește *ardere normală* — care determină o eficiență economică ridicată, asigurînd o funcționare de lungă durată a motorului.

Arderea normală poate fi studiată pe baza diagramei indicate (fig. 1.21), în special a celei desfășurate (fig. 1.21 b) care mărește precizia investigației. Scînteia electrică se produce în punctul S cu avansul β_s față de *pms*.

Unghiul β_s se numește avans la producerea scînteii electrice.

După producerea scînteii electrice are loc prima perioadă a arderii, numită perioada întîrzierii la aprindere, care începe cu formarea nucleului de flacără, iar cînd flacăra a cuprins un volum suficient de mare de amestec combustibil—aer, are loc creșterea rapidă a presiunii (moment marcat pe diagrama indicată prin desprinderea curbei de variație a presiunii cu ardere de curba fără ardere). În această a doua perioadă, numită și perioadă principală de ardere, viteza de deplasare a flăcării atinge 20... 40 m/s. Durata perioadei principale a arderii, care se consideră

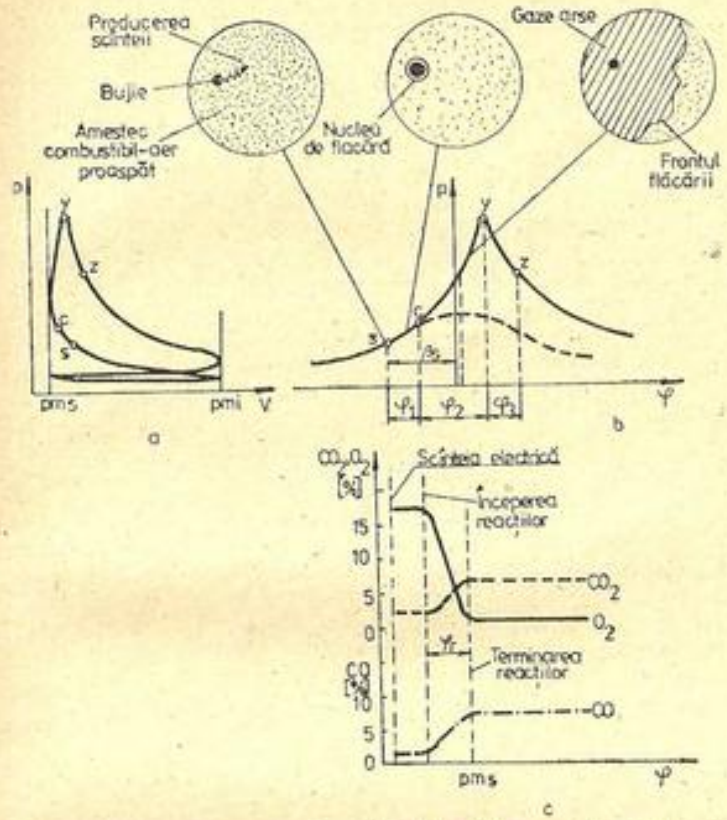


Fig. 1.21. Reprezentarea schematică a arderii normale pentru un MAS, în diagramele indicate și variația concentrației locale a unor substanțe.

încheiată cînd presiunea atinge valoarea maximă, este influențată preponderent de intensitatea turbulenței.

Perioada a treia a arderii care se desfășoară în destindere, nu este dorită, deoarece conduce la randamente scăzute.

Duratele celor trei perioade exprimate prin unghiurile φ_1, φ_2 și φ_3 sau timpii corespunzători, sînt influențate de factori diferiți, astfel în prima și ultima perioadă predomină influența factorilor fizico-chimici, iar în perioada principală este hotărîtoare intensitatea mișcării turbulente.

Uneori, este posibil, către sfîrșitul arderii normale, să apară în fluidul motor (amestecul combustibil—aer nears) fenomene de

autoaprindere caracterizate de viteze ridicate de propagare a flăcării. În acest caz arderea se numește cu *detonație* și constituie o ardere anormală.

Cercetările experimentale arată că arderea decurge la început normal, avînd o desfășurare cu variații mari de presiune doar în ultima parte (fig. 1.22).

Din schema fotografiilor camerei de ardere se observă că în fața frontului flăcării apar inițial puncte cu emisie luminoasă, apoi se transformă în nuclee de flacără, care se dezvoltă cu viteză foarte mare (200—750 m/s). Ca urmare, se produc unde puternice de șoc ce se propagă cu viteze de circa 1200 m/s, atît în amestecul combustibil—aer nears, cît și în gazele arse.

Prin reflectarea undelor de șoc, pe pereți, ele se transformă în unde de detonație care se deplasează cu viteze excesive (2000—2500 m/s).

Arderea detonantă este însoțită de zgomote metalice, asemănătoare unor ciocănituri, tendința de supraîncălzire a motorului, scăderea puterii și economicității.

La funcționarea mai îndelungată a motorului în regim de detonație are loc o uzură importantă a cilindrilor și segmenților, uneori putînd avea loc chiar spargerea pistonului.

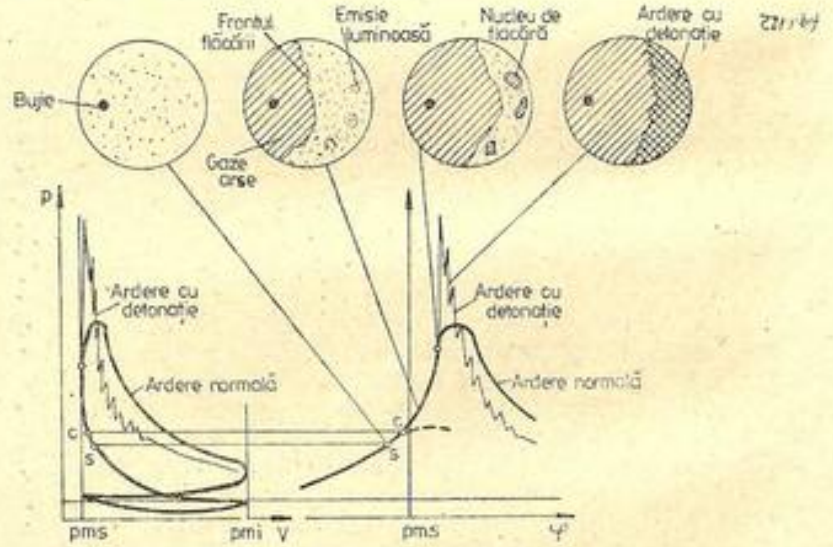


Fig. 1.22. Reprezentarea schematică a arderii cu detonație, pentru un MAS, în diagramele indicate.

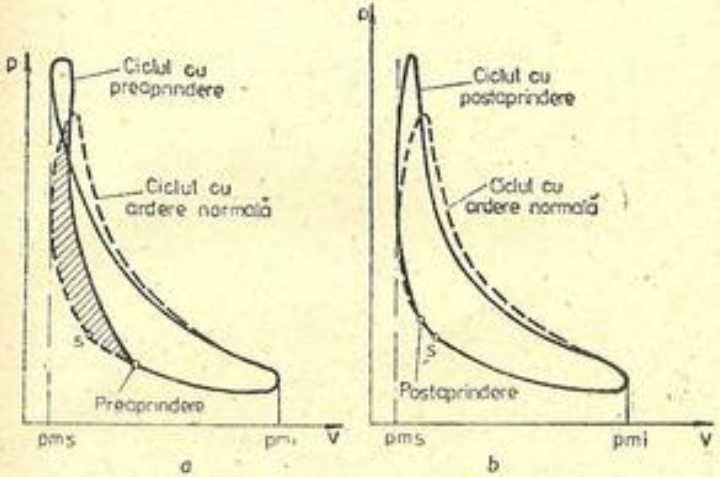


Fig. 1.23. Diagramele indicate ale unui MAS la funcționarea cu preaprindere și postaprindere.

Un alt tip de ardere anormală apare atunci cînd arderea normală este alternată de apariția unor aprinderi ale amestecului de la punctele sau suprafețele supraîncălzite din camera de ardere, înainte sau după producerea scînteii electrice, cu formarea mai multor fronturi de aprinderi suplimentare. Acest tip de ardere se numește *ardere inițiată de aprinderi secundare*. Cînd aprinderea secundară se produce înaintea scînteii electrice declanșate de bujie, se numește preaprindere (fig. 1.23 a), iar cînd se produce după scînteia electrică, se numește postaprindere (fig. 1.23 b). Funcționarea motorului cu preaprindere este neuniformă, avînd loc o reducere a puterii. Postaprinderea conduce doar la mărirea presiunii maxime a ciclului funcțional, fără a diminua prea mult puterea motorului.

Ambele tipuri de arderi cu aprinderi secundare suprasolicită piesele motorului, conducînd la o exploatare neeconomică a motorului, ca atare trebuie evitate (evitarea formării calaminei etc.).

INFLUENȚA FACTORILOR CONSTRUCTIVI

Raportul de compresie are o influență importantă asupra duratei și caracterului arderii. Prin mărirea raportului de compresie se obține reducerea duratei primei și ultimei perioade a

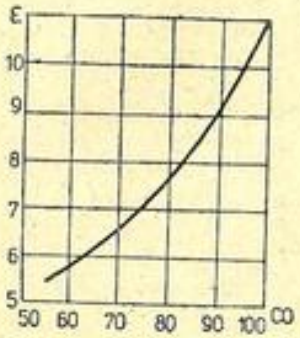


Fig. 1.24. Variația raportului de compresie în funcție de cifra octanică necesară pentru evitarea arderii detonate.

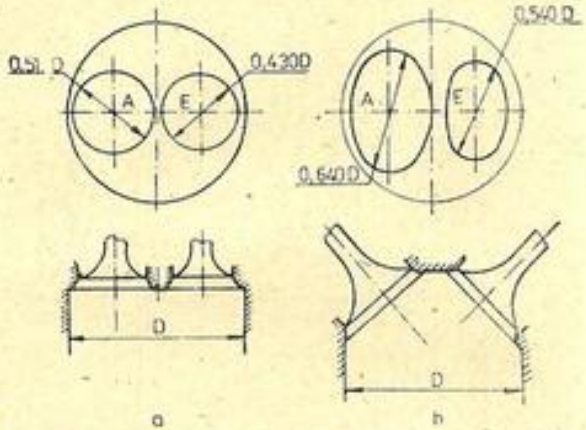


Fig. 1.25. Influența arhitecturii camerei de ardere asupra diametrelor supapelor de admisie și evacuare.

arderii, ca urmare a creșterii presiunii care mărește viteza de reacție. Cu toate că perioada principală a arderii este puțin influențată, se reduce totuși durata totală a arderii, ceea ce contribuie la creșterea puterii și îmbunătățirea economicității motorului.

Creșterea raportului de compresie are însă efecte nefavorabile asupra arderii, favorizînd arderea cu detonație. Evitarea funcționării motorului cu detonație, la menținerea celorlalte condiții nemodificate, se poate realiza prin utilizarea unui combustibil cu cifră octanică superioară (fig. 1.24).

Construcția camerei de ardere influențează viteza de deplasare a frontului de ardere și durata propagării flăcării.

Camerele de ardere cu supape în chiulase de tip I, fiind compacte (fig 1.25 a) asigură un parcurs redus și uniform al frontului de flacără, iar camerele de ardere cu supape inclinate (fig. 1.25 b) prezintă ca avantaj suplimentar posibilitatea de a spori sensibil diametrele supapelor.

Creșterea vitezei medii de propagare a flăcării poate fi obținută prin intensificarea turbulenței, ca urmare a apropierii chiulasei de piston, obținîndu-se astfel așa-numitele praguri de turbulență (fig. 1.26). Acestea se pot realiza fie prin modificarea chiulasei (fig. 1.26 a și b), fie printr-o formă adecvată a pistonului (fig. 1.26 c).

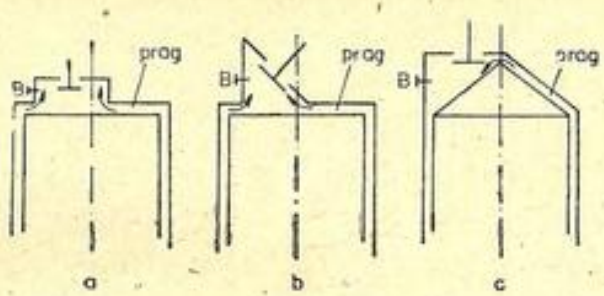


Fig. 1.26. Schema unor camere de ardere pentru MAS cu praguri de turbulență.

Camerele de ardere compacte, cît și pragurile de turbulență, caracterizate prin distanțe reduse între bujie (B) și pereți, conduc la o durată redusă a propagării flăcării, rezultînd o creștere a lucrului mecanic indicat și a economicității. De fapt, mărirea economicității se explică și prin cedarea unei cantități de căldură prin pereți, mai redusă, întrucît la construcții compacte ale camerelor de ardere, la volume egale corespund suprafețe laterale mai reduse.

Camerele de ardere compacte reduc și tendința la detonație (cu cît lungimea parcursului pentru propagarea flăcării este mai redusă, se asigură timp mai redus pentru formarea peroxizilor — nucleelor de flacără — în amestecul nears din fața frontului de flacără).

Natura și starea materialelor pereților camerei de ardere, influențează schimbul de căldură. Materialele ușoare, cu conductivitate termică ridicată, asigură pieselor temperaturi mai coborîte, ceea ce reduce tendința la detonație.

Depunerile (calamina) joacă rol de ecran termic, determinînd creșteri locale ale temperaturii și o mărire a raportului de compresie (se reduce volumul camerei de ardere), efecte care favorizează detonația și aprinderile secundare.

INFLUENȚA FACTORILOR DE EXPLOATARE

În cadrul acestor factori se consideră: condițiile mediului ambiant; dozajul; avansul la producerea scînteii electrice, turația, sarcina, regimul termic și natura combustibilului.

Condițiile mediului ambiant au o influență indirectă asupra evoluției amestecului combustibil—aer la începutul arderii, prin intermediul proceselor admisiei și comprimării.

Prin mărirea *presiunii inițiale* p_0, se scurtează primele două

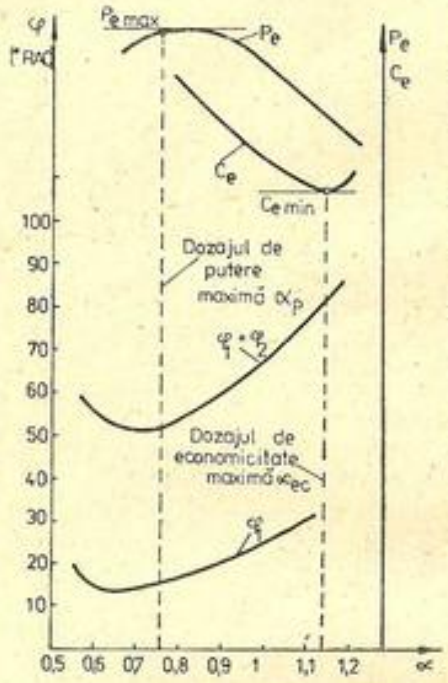


Fig. 1.27. Influența dozajului asupra perioadelor arderii, puterii și consumului specific efectiv de combustibil.

perioade ale procesului arderii (φ_1 și φ_2), însă aceasta favorizează apariția detonației, ceea ce limitează aplicarea supraalimentării la MAS.

Creșterea *temperaturii inițiale*, T_0, determină o creștere proporțională a temperaturii în momentul producerii scînteii electrice. La ceilalți factori constanți creșterea temperaturii conduce la prelungirea primei perioade φ_1 și a celei principale φ_2. Aceasta se explică prin creșterea viscozității gazelor cu temperatura care conduce la reducerea turbulenței. Așa cum s-a arătat (paragraful 1.2.2) creșterea temperaturii inițiale are ca urmare și reducerea coeficientului de umplere. Aceste două efecte se manifestă prin reducerea puterii și economicității motorului, precum și prin accentuarea tendinței de ardere detonantă. *Dozajul*, respectiv proporția combustibilului în amestec cu aerul (exprimat prin coeficientul de exces de aer α care este raportul dintre cantitatea reală de aer disponibil pentru 1 kg de combustibil L și cantitatea teoretic necesară L_0; $\alpha = \frac{L}{L_0}$), influențează sensibil durata primelor două perioade ale arderii (fig. 1.27), precum și puterea respectiv economicitatea motorului. Se observă că regimul de putere maximă se obține la dozajele ($\alpha \leqslant 1$), iar regimul de economicitate maximă la dozaje stoechiometrice ($\alpha \simeq 1$).

La anumite dozaje pot apare *rateuri*, care se produc în carburator sau în colectorul de evacuare.

Rateurile din carburator se produc la amestecuri foarte sărace, cînd arderea se prelungește mult în destindere, iar în perioada deschiderii supapelor flacăra pătrunde în colectorul de admisie aprinzînd amestecul proaspăt.

Rateurile în colectorul de evacuare sînt provocate de amestecuri bogate. În acest caz produsele arderii incomplete, cînd ajung în contact cu aerul din colectorul de evacuare, se aprind.

Încercările experimentale arată că la dozaje bogate, apropiate de dozajul de putere maximă, apare intensitatea detonației (ID) maximă. Tot la aceste dozaje există și tendința maximă spre aprinderi secundare.

Rezultă deci că funcționarea la dozaje cu $\alpha = 1{,}05 \ldots 1{,}15$ este cea mai recomandată. Nici funcționarea la dozaje prea sărace nu este recomandată, deoarece crește uzura motorului (ciclurile funcționale se realizează în condiții nefavorabile, crescînd durata de ardere, flacăra vine în contact cu pelicula de ulei de pe oglinda cilindrului), ca urmare a unui regim termic mai ridicat al pieselor motorului.

Avansul la producerea scînteii electrice are o influență sensibilă asupra procesului de ardere și diagramei indicate. Avansul optim conduce la obținerea unei diagrame indicate cu suprafață maximă (lucru mecanic maxim), respectiv la putere și economicitate maxime (fig. 1.28 a). Avansul optim se realizează cînd faza principală de ardere se plasează simetric față de *pms* (fig. 1.28 b), deoarece în acest caz se obține o durată minimă a arderii.

Durabilitatea motorului este, de asemenea, influențată de unghiul de avans. O valoare a avansului mai mică decît cea optimă conduce la o uzură mai intensă a pistonului și cilindrului, deoarece deplasarea arderii în destindere mărește timpul de contact al flăcării cu cilindrul, ridicînd nivelul regimului termic al motorului. La o valoare mai mare a avansului decît cea optimă, au loc solicitări termomecanice mari ale pieselor motorului din cauza presiunii maxime și a vitezei de creștere a presiunii $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}\right)$, care au valori mai mari.

Odată cu mărirea unghiului de avans, se accentuează și tendința spre detonație, ca urmare a faptului că în amestecul final se creează condiții mai bune pentru formarea peroxizilor (nucleelor de flacără secundare).

Turația n influențează durata arderii exprimată în °RAC conform relației:

$$\varphi = 6n\tau \quad [°\text{RAC}], \tag{1.7}$$

în care τ este timpul, în secunde.

Din figura 1.29 se observă că duratele primelor două perioade ale arderii τ_1 și τ_2, exprimate în secunde, se reduc cu creșterea turației,

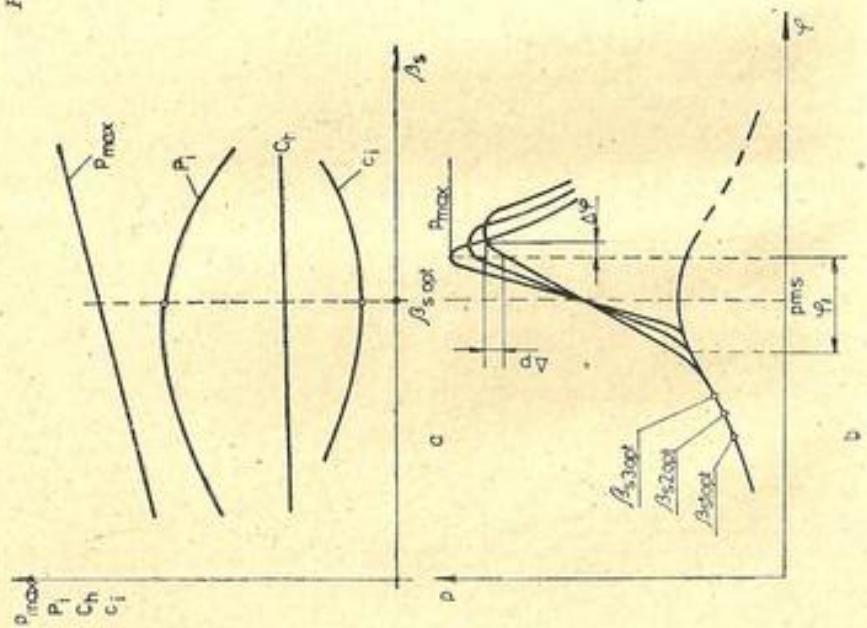


Fig. 1.28. Influenţa unghiului de avans la producerea scinteii electrice asupra procesului de ardere.

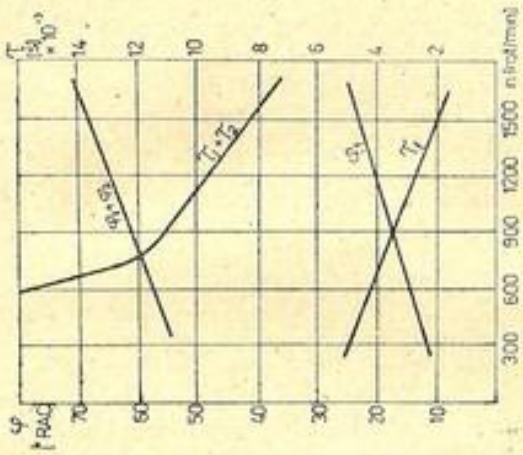


Fig. 1.29. Influenţa turaţiei asupra perioadelor arderii.

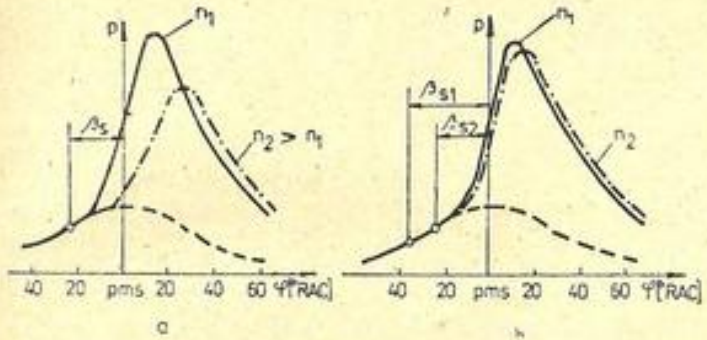


Fig. 1.30. Variaţia presiunii fluidului motor, în timpul arderii, în funcţie de ungiul de RAC, pentru diferite turaţii şi unghiuri de avans la producerea scinteii electrice.

deşi porţiunea din ciclul funcţional ($\varphi_1 + \varphi_2$) afectată arderii creşte. Rezultă deci că la β_s = ct, odată cu mărirea turaţiei arderea se prelungeşte în destindere (fig. 1.30a). Remediul constă în modificarea unghiului de avans β_s, astfel ca la fiecare turaţie să se obţină diagrame indicate de suprafaţă maximă, pe cît posibil suprapuse (fig. 1.30b). Reglarea se realizează prin intermediul unor dispozitive centrifugale automate, care măresc avansul cu creşterea turaţiei.

Sarcina, care la MAS se reglează prin obturator (clapeta de acceleraţie), influenţează de asemenea arderea. Reducerea sarcinii conduce la creşterea perioadelor de ardere $\varphi_1 + \varphi_2$ (fig. 1.31). În acest caz, sarcina este exprimată prin coeficientul de sarcină $\varkappa = \frac{P_e}{P_{e\,cont}}$, P_e — puterea efectivă la o anumită turaţie, $P_{e\,cont}$ — puterea efectivă maximă la aceeaşi turaţie, care poate fi dezvoltată în mod continuu de motor un timp nelimitat.

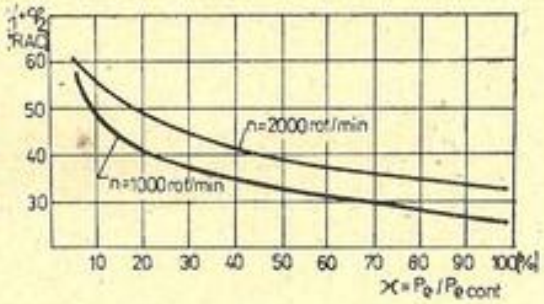


Fig. 1.31. Influenţa sarcinii asupra perioadelor arderii pentru două turaţii.

Mărirea duratei arderii se reflectă în micşorarea randamentului indicat al motorului.

Prin mărirea unghiului de avans la producerea scînteii electrice, odată cu reducerea sarcinii, astfel încît perioada principală a arderii (φ_2) să înceapă întotdeauna într-un moment optim, are ca urmare îmbunătăţirea funcţionării motorului la sarcini reduse.

La mărirea sarcinii, în faţa frontului de flacără se creează condiţii pentru concentrarea peroxizilor şi iniţierea arderii detonante, efect care-l depăşeşte pe acela al micşorării duratei propagării flăcării (la o turaţie constantă, conform figurii 1.31 şi relaţiei 1.7).

Se poate, deci, concluziona, că funcţionarea cu detonaţie este mai accentuată la deschiderea completă a clapetei de acceleraţie (sarcină maximă) şi turaţii scăzute. Alegerea combustibilului (considerînd că ceilalţi factori sînt optimi) trebuie astfel făcută, încît să se evite apariţia detonaţiei la regimurile menţionate.

Regimul termic al motorului favorizează arderea anormală (detonantă şi cu aprinderi secundare). Utilizarea unor soluţii de răcire eficace a camerei de ardere conduce la atenuarea acestor efecte.

Naţura combustibilului influenţează durata arderii prin compoziţia chimică şi viteza de reacţie. Principalul criteriu pentru alegerea unui combustibil, în cazul MAS, este capacitatea antidetonantă a lui, exprimată prin cifra octanică CO*.

Cifra octanică a benzinei se ridică prin aditivi. Cel mai folosit aditiv este tetraetilul de plumb (TEP), care adăugat în cantităţi mici (2...4 ml TEP/litru benzină) sporeşte CO cu 10...20 unităţi. TEP-ul fiind foarte toxic, se impune ca benzinele aditivate (CO/R 98) să fie colorate, pentru a se deosebi şi a fi manipulate cu atenţie.

În urma analizei factorilor de influenţă asupra arderii în MAS, rezultă următoarele *posibilităţi practice* de realizare a arderii normale: folosirea benzinei recomandate de firma constructoare şi filtrarea corespunzătoare a acesteia; reglarea corectă

* Cifra octanică serveşte pentru aprecierea calităţilor antidetonante ale benzinelor. În acest scop benzina de încercat se compară cu un amestec etalon format din izooctan şi normal heptan. Izooctanul se admite că are CO=100, iar heptanul normal CO=0. Cifra octanică reprezintă deci procentul în volume de izooctan în amestec cu heptanul normal, care are aceeaşi sensibilitate la detonaţie ca şi benzina de încercat. În STAS 176—80 se indică proprietăţile benzinelor fabricate în R.S.R. Mai mult se utilizează benzinele CO/R 90 şi CO/R 98 (după metoda Research).

a avansului în funcţie de calitatea benzinei şi asigurarea funcţionării corecte a dispozitivului centrifugal şi vacumatic pentru reglarea avansului; alegerea corectă a bujiilor şi menţinerea acestora în perfectă stare de funcţionare; reducerea sarcinii sau mărirea turaţiei motorului, prin alegerea corespunzătoare a treptelor de viteze; întreţinerea corectă a sistemului de răcire (calitate corespunzătoare a lichidului şi evitarea formării depunerilor); revizii şi întreţineri periodice conform prescripţiilor tehnice date de uzina constructoare.

1.2.4.3. *ARDEREA ÎN MOTORUL CU APRINDERE PRIN COMPRESIE*

La MAC apar particularităţi esenţiale faţă de MAS, datorită formării amestecului, autoaprinderii şi arderii.

Formarea amestecului, la MAC, începe odată cu injecţia combustibilului (punctul *i*), cu avansul la injecţie β_i (fig. 1.32) şi durează pînă la sfîrşitul arderii (punctul z). Injecţia combustibilului trebuie să se termine cînd presiunea din cilindru atinge valoarea maximă.

Din corelarea fotoînregistrărilor (schematizate) obţinute prin cinematografiere rapidă, cu diagrama indicată, se pot observa diferite stadii prin care trece formarea amestecului, precum şi celelalte fenomene. Astfel, înainte de punctul *i*, cînd în cilindru există aer şi gaze reziduale (de la ciclul precedent), apare o imagine uniformă. În punctul *i*, începe injecţia combustibilului (se consideră un injector care asigură patru jeturi de combustibil), iar pe traseul *i*—*c* are loc apariţia simultană a mai multor nuclee de flacără, spre deosebire de MAS, unde aprinderea începe cu un singur nucleu de flacără (scînteia electrică produsă de bujie). După punctul *c*, arderea cuprinde rapid întreaga cameră de ardere, presiunea şi temperatura crescînd brusc. Deoarece injecţia se termină numai în punctul y', arderea continuă şi în destindere, pînă în punctul z (sau pînă la z'; cînd se consideră postardere).

Pe baza fenomenelor care au loc în timpul formării amestecului şi arderii, se deosebesc patru perioade.

O primă perioadă este *perioada întîrzierii la autoaprindere* φ_1, care începe în punctul *i* (momentul începerii injecţiei) şi durează pînă în punctul *c* (momentul desprinderii curbelor de variaţie a presiunii fără ardere şi cu ardere). În ciclul cu ardere creşterea presiunii este frînată datorită injecţiei combustibilului, compartiv cu ciclul fără ardere.

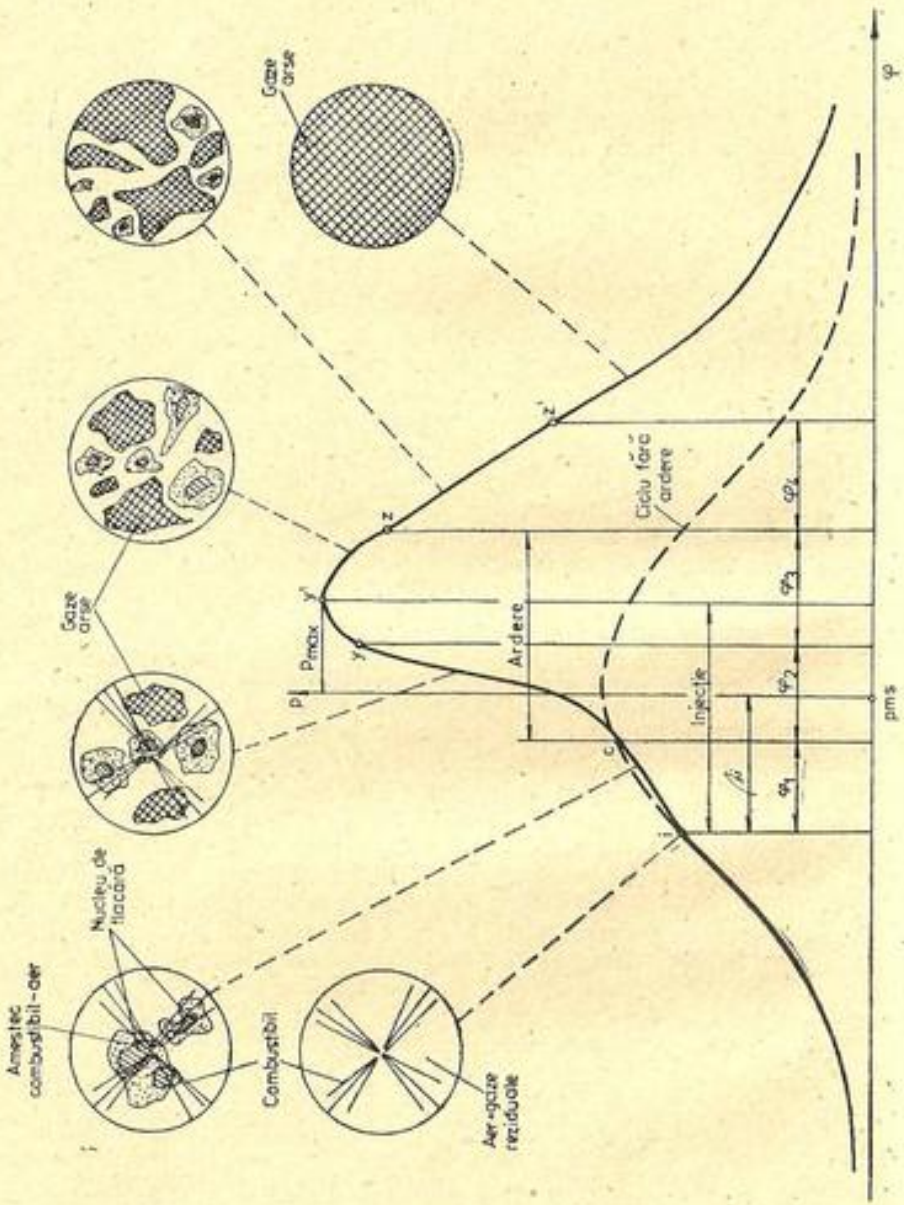


Fig. I. 32. Reprezentarea schematică a procesului arderii în diagrama p—φ, pentru un MAC

În perioada întîrzierii la autoaprindere, combustibilul suferă transformări de natură fizică (pulverizarea, vaporizarea și amestecarea combustibilului cu aerul) și chimică (reacții de oxidare prealabilă a combustibilului).

Perioada a doua, numită *perioada arderii rapide* φ_2, care urmează autoaprinderii și durează pînă în punctul y, este caracterizată prin dezvoltarea rapidă a arderii în întreaga cameră de ardere și prin degajarea unei cantități importante de căldură într-un interval de timp redus, ceea ce explică creșterea rapidă a presiunii și temperaturii. Viteza mare de creștere a presiunii $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ conduce la un mers trepidant al motorului, însoțit de zgomote și uzuri accentuate (se manifestă similar cu arderea detonantă în MAS, în acest caz fiind denumită uneori detonație diesel).

Viteza de creștere a presiunii depinde de durata primei perioade, respectiv de cantitatea de combustibil existentă în camera de ardere, în momentul aprinderii. În cazul unei durate mari a întîrzierii la autoaprindere, sau la începerea cu viteză ridicată a injecției combustibilului, fracțiunea de combustibil care arde în perioada arderii rapide crește considerabil. Rezultă deci necesitatea corelării legii de injecție (modul de variație a cantității de combustibil injectate în funcție de RAC), astfel încît cantitatea de combustibil acumulată în cilindru la începutul perioadei a doua să fie optimă.

Următoarea perioadă a arderii este *perioada arderii progresive* φ_3 (y—z), care se caracterizează printr-o variație relativ redusă a presiunii și durează pînă cînd presiunea începe să scadă. Creșterea moderată a presiunii pe traseul y—z se explică prin aportul mai redus al căldurii degajate și prin mărirea volumului camerei de ardere la deplasarea pistonului către *pmi*.

Arderea în această perioadă are un caracter difuziv (viteza de formare a amestecului este preponderentă în raport cu viteza reacțiilor chimice); ca dovadă a acestui caracter fiind prezența funinginii în zonele cu concentrații ridicate de combustibil.

Formarea funinginii se datorește deci nu lipsei de oxigen, ci imperfecțiunii formării amestecului (sînt zone în camera de ardere unde apar concentrații prea mari de combustibil, iar în alte zone oxigenul rămîne neutilizat).

Căile principale pentru reducerea formării funinginii sau fumului la evacuare (care nu este altceva decît funingine — particule de carbon nears —) sînt: mărirea coeficientului de exces

de aer la $\alpha = 1{,}3 \ldots 1{,}7$ şi intensificarea mişcării dirijate a gazelor în cilindru.

Ultima perioadă a arderii, *postarderea* φ_4 sau arderea întîrziată, durează după punctul z pînă cînd reacţiile de ardere încetează datorită efectului scăderii temperaturii. În această perioadă imperfecţiunea formării amestecului se accentuează, astfel că ultima parte a combustibilului injectat arde într-o măsură tot mai mare sub formă de funingine, arderea avînd deci tot un caracter difuziv.

O postardere prelungită, chiar dacă asigură arderea completă a combustibilului nu este recomandată, deoarece conduce la reducerea randamentului.

Analiza proceselor funcţionale din MAC arată deci că în perioada arderii rapide sînt preponderente procesele de oxidare, iar în perioadele arderii progresive şi postarderii acţionează mai mult caracterul difuziv al arderii.

Reducerea ultimei perioade a arderii este avantajoasă din punct de vedere al randamentului şi al reducerii fumului la evacuare, însă este însoţită de o funcţionare dură a motorului şi o mărire a solicitărilor termomecanice.

Perfecţionarea MAC este dependentă într-o măsură hotărîtoare de optimizarea procesului arderii, care în esenţă presupune realizarea unui amestec cît mai omogen pentru toate perioadele de ardere.

Analiza factorilor de influenţă asupra arderii în MAC va evidenţia unele posibilităţi practice de realizare a motoarelor şi exploatare a acestora cît mai economică şi de lungă durată.

INFLUENŢA FACTORILOR CONSTRUCTIVI

Raportul de compresie, ε, constituie o modalitate eficientă de influenţare a perioadei de întîrziere la autoaprindere. La creşterea ε, se micşorează întîrzierea la autoaprindere, datorită măririi presiunii şi temperaturii, motorul funcţionînd mai liniştit (se reduce viteza de creştere a presiunii $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$).

Influenţa raportului de compresie asupra întîrzierii la autoaprindere (τ_{ia} — durata întîrzierii la autoaprindere, în secunde) şi asupra presiunii la sfîrşitul comprimării este redată în figura 1.33.

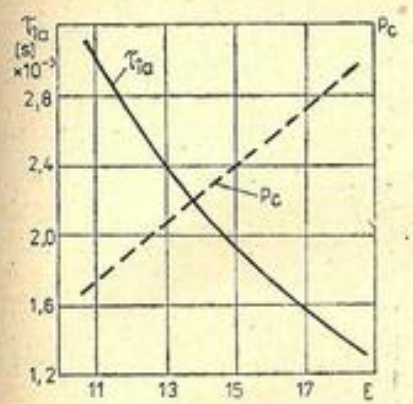


Fig. 1.33. Influenţa raportului de compresie asupra întîrzierii la autoaprindere şi presiunii la sfîrşitul comprimării.

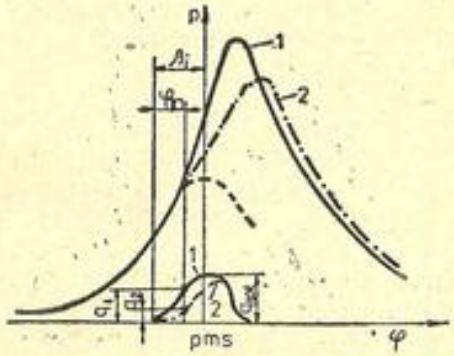


Fig. 1.34. Influenţa legii de injecţie asupra procesului de ardere.

Cu cît ε este mai ridicat, τ_{ia} este mai redusă, motorul porneşte mai uşor, funcţionează mai liniştit şi economic.

Creşterea ε este limitată de nivelul solicitărilor termomecanice ($\varepsilon = 16 \ldots 22$).

Caracteristicile injecţiei (diametrul orificiilor injectorului, presiunea şi legea de injecţie) influenţează durata întîrzierii la autoaprindere, cît şi durata totală a desfăşurării arderii. Creşterea fineţii de pulverizare, prin mărirea presiunii de injecţie pînă la o anumită limită, conduce la reducerea întîrzierii la autoaprindere. Acelaşi efect îl are şi reducerea diametrului orificiilor de la pulverizator.

Legea de injecţie, deşi nu afectează întîrzierea la autoaprindere, totuşi pentru o durată determinată a acesteia, influenţează considerabil perioadele de ardere rapidă, progresivă şi postarderea (fig. 1.34). Prin injectarea unei cantităţi mai mari de combustibil q_1 (legea 1), în perioada întîrzierii la autoaprindere, are loc o ardere mai intensă, cu o viteză de creştere a presiunii $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ mai mare decît în cazul legii de injecţie 2.

Pentru funcţionarea liniştită a motorului se recomandă legile de injecţie după care se injectează cantităţi reduse de combustibil la început (curba 2). Pe de altă parte, injectarea unor

cantităţi mari de combustibil la sfîrşitul injecţiei trebuie evitată, deoarece conduce la prelungirea postarderii cu efectele ei negative (economicitate redusă cu fum la evacuare).

Arhitectura camerei de ardere, prin faptul că influenţează în mod hotărîtor procesul arderii în MAC, a fost şi este foarte mult studiată, deoarece se pare că mai există încă rezerve de perfecţionare în această direcţie.

Se deosebesc două grupe mari de camere de ardere: *nedivizate* (unitare sau cu injecţie directă) şi *divizate*.

Camerele de ardere nedivizate (unitare) sînt caracteristice motoarelor cu injecţie directă. Ele sînt formate dintr-un compartiment unic, cuprins între chiulasă, capul pistonului şi pereţii cilindrului. Cîteva forme principale de camere de ardere unitare sînt redate în figura 1.35, care datorită prezenţei pragurilor de turbulenţă amplifică mişcarea gazelor spre sfîrşitul cursei de comprimare. Soluţia redată în figura 1.35 a se aplică la motoarele D—110; D—115; D—121 etc., fabricate în ţara noastră, cea redată în figura 1.35 b este o cameră de ardere tip Saurer, iar cea din figura 1.35 c, o cameră de ardere sferică, care constituie modelul camerelor de ardere aplicate la motoarele montate pe autocamioanele româneşti ROMAN DIESEL şi DAC. Aceste tipuri de camere de ardere, la care se aplică procedeul de ardere M (elaborat de J. S. Meurer), îmbină economicitatea ridicată a camerelor unitare cu funcţionarea liniştită (asigurată de procesul arderii de suprafaţă). Conform procedeului de ardere M, combustibilul se injectează tangenţial la cameră, ajungînd pe peretele camerei de ardere, de unde aerul îl antrenează formîndu-se astfel o peliculă fină de combustibil ce este vaporizată dirijat prin controlarea temperaturii pistonului şi menţinerea acesteia

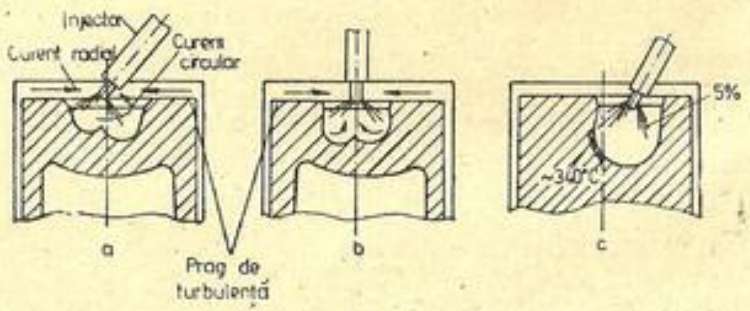


Fig. 1.35. Camere de ardere nedivizate.

în zona respectivă la o valoare de circa 340°C. Prin injectarea unui jet de combustibil (circa 5% din cantitatea de combustibil injectată pe ciclu), fin pulverizat în interiorul camerei de ardere, care se autoaprinde, se asigură în continuare aprinderea combustibilului vaporizat de pe peretele camerei de ardere. Aceste camere de ardere se caracterizează printr-o viteză de ardere moderată, fum redus la evacuare şi posibilitatea arderii unui sort variat de combustibili. Pot funcţiona cu exces de aer redus ($\alpha \simeq 1{,}3$), ceea ce asigură un consum specific efectiv de combustibil mai redus cu circa 15 ... 25% faţă de alte procedee. Unele dificultăţi se referă la asigurarea temperaturii optime a pistonului la toate regimurile şi pornirea mai dificilă a lor comparativ cu motoarele cu injecţie directă clasice.

Camerele de ardere divizate mai utilizate sînt cu cameră de vîrtej (fig. 1.36 a şi c) şi cu cameră de preardere (fig. 1.36 b).

Influenţa direcţiei jetului de combustibil în camera de vîrtej şi a formei pistonului asupra performanţelor motorului este redată în figura 1.37, de unde rezultă avantajul injecţiei în sensul curentului de aer (varianta C) şi a pistoanelor profilate.

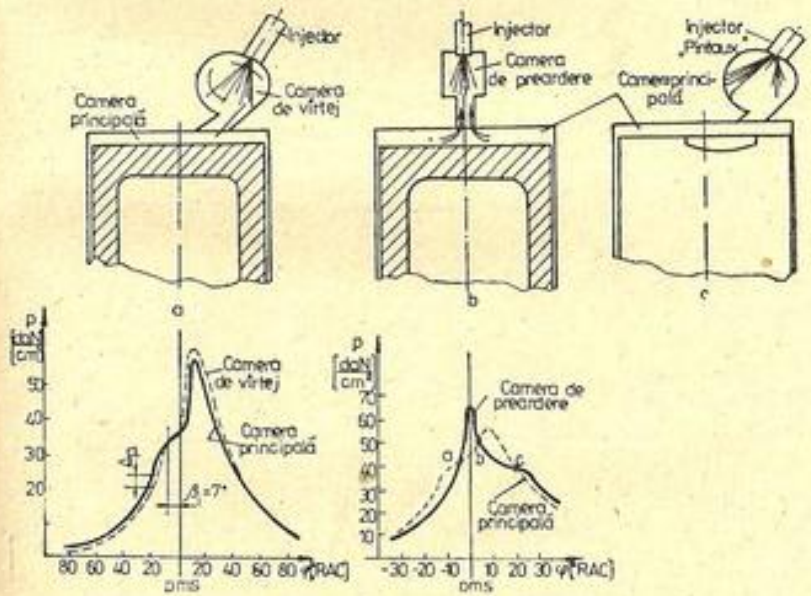


Fig. 1.36. Camere de ardere divizate şi diagramele indicate $p-\varphi$.

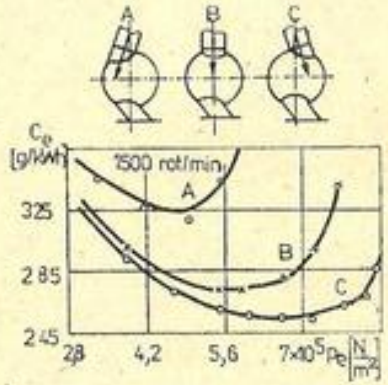


Fig. 1.37. Influenţa direcţiei jetului de combustibil asupra consumului specific efectiv de combustibil, la o cameră de ardere divizată, cu vîrtej.

INFLUENŢA FACTORILOR DE EXPLOATARE

Presiunea şi temperatura la începutul arderii depind foarte mult de valorile iniţiale (la admisie) ale acestor mărimi. Odată cu creşterea presiunii la admisie, întîrzierea la autoaprindere se micşorează (aspect evidenţiat la motoarele supraalimentate). O temperatură de admisie scăzută (motor rece) conduce la pierderi de căldură mari, respectiv la o temperatură insuficientă a aerului în vederea asigurării autoaprinderii combustibilului injectat în cilindri. Remediile pot fi: utilizarea termoinjectoarelor, a dispozitivelor speciale cu combustibili uşor volatili (start Pilot); bujiile cu incandescenţă sau încălzirea iniţială a fluidului de răcire.

Avansul la injecţie (unghiul măsurat în °RAC din momentul începerii injecţiei şi pînă în *pms*) trebuie astfel ales încît să se asigure o putere şi economicitate maximă (fig. 1.38).

Turaţia influenţează procesul de ardere în special prin intermediul perioadei de întîrziere la autoaprindere ($\varphi_{ia} = 6n\tau_{ia}$). La creşterea turaţiei are loc mărirea duratei φ_{ia} [°RAC], deoarece creşterea turaţiei nu compensează reducerea duratei în secunde a autoaprinderii τ_{ia} (fig. 1.39). Creşterea turaţiei afectează şi celelalte faze ale arderii, în special arderea difuzivă, a cărei durată se măreşte, iar randamentul termic scade. Aceasta este o cauză principală a limitării turaţiei la MAC la valori de 2200... 4000 rot/min.

Sarcina şi dozajul. La MAC modificarea sarcinii se realizează prin reglarea cantităţii de combustibil injectată, ca urmare se mo-

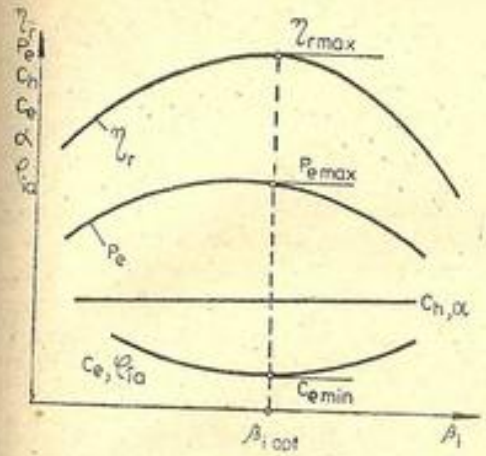


Fig. 1.38. Variaţia randamentului relativ, puterii efective, consumului orar, a consumului specific efectiv de combustibil, dozajului şi întîrzierii la autoaprindere, în funcţie de avansul la injecţie.

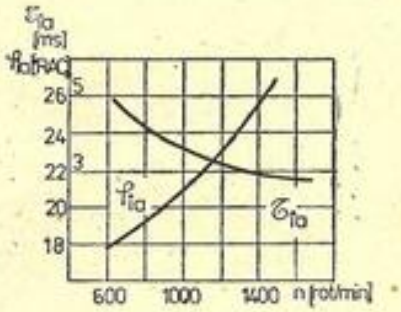


Fig. 1.39. Variaţia întîrzierii la autoaprindere în funcţie de turaţie.

difică compoziţia amestecului (dozajul exprimat prin valoarea coeficientului de exces de aer).

Figura 1.40 redă variaţia unor mărimi caracteristice ale procesului arderii în funcţie de sarcină, de unde se observă că temperatura aerului în momentul începerii injecţiei T_c scade la reducerea sarcinii (se reduce regimul termic al motorului, respectiv cantitatea de căldură produsă pe ciclu), iar durata întîrzierii la autoaprindere φ_{ia} creşte. La reducerea sarcinii (reducerea cantităţii de combustibil injectate pe ciclu $\Delta\varphi_{inj}$), coeficientul α creşte (dozajul devine mai sărac), avînd loc o ardere mai completă, însoţită de creşterea randamentului indicat η_i şi o scădere a presiunii medii indicate. Reducerea dozei de combustibil injectată pe ciclu, la reducerea sarcinii presupune micşorarea unghiului de avans la injecţie (ceea ce se poate realiza la pompele de injecţie cu distribuitor rotativ).

În urma analizei factorilor de influenţă asupra arderii la MAC se desprind următoarele concluzii practice: MAC cu injecţie directă la care este mai dezvoltată arderea rapidă, manifestată în exterior printr-o funcţionare mai dură şi trepidantă, se utilizează

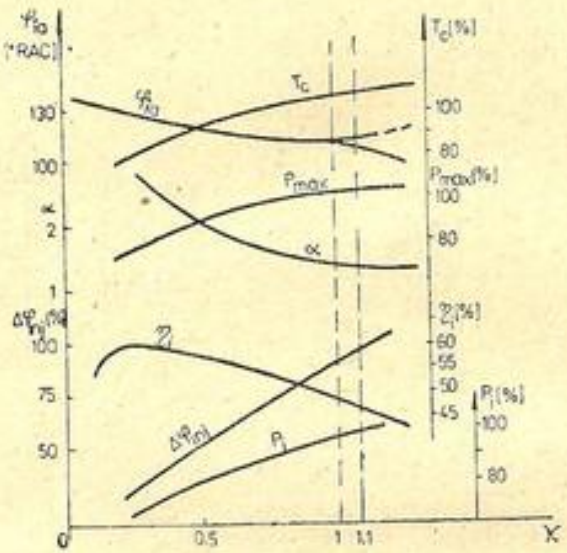


Fig. 1.40. Influenţa sarcinii asupra unor parametri ai arderii şi diagramei indicate: $\Delta\varphi_{inj}$ — durata injecţiei.

la tractoare şi autocamioane; iar MAC cu camere divizate, care asigură o ardere mai lentă, cu funcţionare mai liniştită, se recomandă la automobile.

1.2.5. PROCESUL DE DESTINDERE

Destinderea este acea parte a ciclului motor care se realizează din momentul încetării arderii şi pînă în momentul deschiderii supapei sau luminilor* de evacuare.

Din punct de vedere al studierii proceselor de lucru apare mai convenabil a considera că destinderea durează din momentul în care presiunea din cilindru are valoarea maximă la MAS, sau din momentul terminării injecţiei la MAC şi se termină la deschiderea organelor de evacuare (fig. 1.41).

Temperatura ridicată a gazelor face ca destinderea să decurgă în condiţiile unei cedări intense a căldurii către pereţi.

* La motoare în doi timpi

Valoarea redusă a exponentului politropic mediu n_d, comparativ cu exponentul adiabatic $\varkappa_d$, la începutul destinderii, se explică prin faptul că pe această porţiune a destinderii aportul de căldură prin ardere depăşeşte pierderea de căldură prin transfer către pereţi şi echivalentul în căldură al lucrului mecanic produs prin destinderea fluidului motor.

Admiţînd că destinderea decurge politropic cu exponent politropic constant, se poate aplica ecuaţia:

$$pV^{n_d} = \text{ct}$$

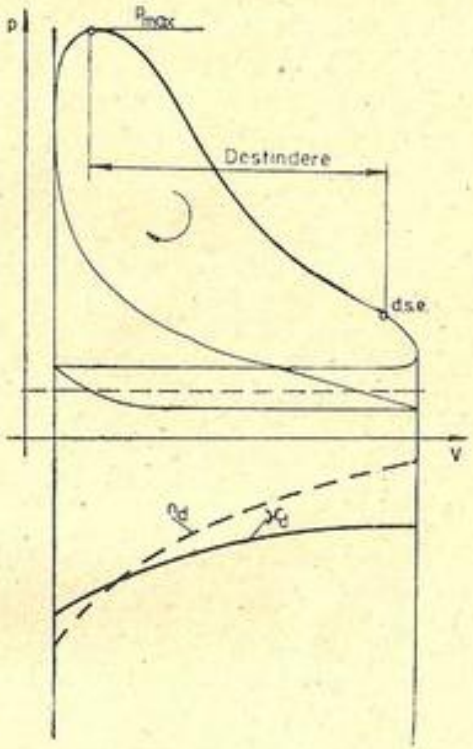


Fig. 1.41. Reprezentarea procesului de destindere în diagrama indicată $p-V$.

INFLUENŢA UNOR FACTORI ASUPRA DESTINDERII

În acest caz, diferitele influenţe se referă la schimbul de căldură între fluidul motor şi pereţi (care sînt direct legate de eficienţa transformării căldurii în lucru mecanic), ca atare se va analiza modul cum diferiţi factori influenţează exponentul politropic.

Dozajul. La MAS, în cazul unor excese mari de aer (amestecuri sărace), durata arderii în destindere se măreşte (datorită frînării reacţiilor), iar exponentul n_d scade. La MAC, cu camere unitare, prin mărirea coeficientului de exces de aer se limitează arderea în destindere, iar n_d creşte.

La mărirea *turaţiei* motorului, ţinînd seama de cele două efecte: mărirea duratei arderii în destindere şi reducerea schimbului de căldură cu pereţii, rezultă reducerea exponentului n_d.

La micşorarea *sarcinii*, în cazul MAS, se măreşte durata postarderii, ceea ce conduce la micşorarea exponentului n_d. La MAC, odată cu reducerea sarcinii: îmbunătăţirea randamentului termic

prin reducerea duratei arderii, are loc reducerea schimbului de căldură cu pereţii, rezultînd în final o modificare neînsemnată a coeficientului n_d.

1.3. PARAMETRII PRINCIPALI AI MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE

1.3.1. DIMENSIUNILE FUNDAMENTALE ALE MOTORULUI

Dimensiunile fundamentale ale unui motor sînt diametrul cilindrului D şi cursa pistonului S. Motoarele la care raportul $\frac{S}{D} = 1$ se numesc motoare *pătrate*, cele cu $\frac{S}{D} < 1$ se numesc subpătrate, iar cele la care $\frac{S}{D} > 1$, se numesc motoare suprapătrate.

La MAS este avantajoasă formula motorului subpătrat, care-i conferă o încărcare termică şi o tendinţă la detonaţie mai redusă, o umplere mai bună a cilindrilor la turaţii ridicate şi o înălţime mai redusă (aspect important în special la autoturisme). Mai trebuie amintită creşterea rigidităţii arborelui cotit, prin reducerea razei $r = \frac{S}{2}$, ceea ce contribuie la mărirea durabilităţii.

La MAC, avantajele amintite sînt de mică importanţă, în schimb cursele scurte prezintă un mare dezavantaj, prin creşterea forţei datorită presiunii gazelor care solicită suplimentar mecanismul motor. Pentru MAC este deci avantajoasă formula motorului suprapătrat.

1.3.2. PARAMETRII CARACTERISTICI AI CICLULUI FUNCŢIONAL (PARAMETRII INDICAŢI)

Aceşti parametri se referă la ciclul funcţional real al motorului (diagrama indicată).

Diagrama indicată se obţine pe cale experimentală (pentru motoare existente) sau pe cale teoretică, în urma unui calcul termic (pentru motoare în fază de proiectare).

Parametrii indicaţi sînt: lucrul mecanic indicat, presiunea medie indicată, puterea indicată, randamentul indicat şi consumul specific indicat de combustibil.

Lucrul mecanic indicat L_i este efectuat în cursul unui ciclu funcţional, obţinîndu-se prin diferenţa dintre ariile a_1 şi a_2 (fig. 1.42):

$$L_i = a = (a_1 - a_2)s \quad [\mathrm{N \cdot m}],$$

în care a este în mm², iar scara s, în N · m/mm².

Presiunea medie indicată p_i, reprezintă lucrul mecanic indicat al unităţii de cilindree:

$$p_i = \frac{L_i}{V_s} = \frac{a}{l} m = bm \left[\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}^2}\right], \quad (1.8)$$

în care V_s este cilindreea, în m³; a — aria diagramei indicate, în mm², echivalentă cu aria unui dreptunghi de dimensiuni l şi b, în mm; m — scara presiunilor, în N/m² · mm.

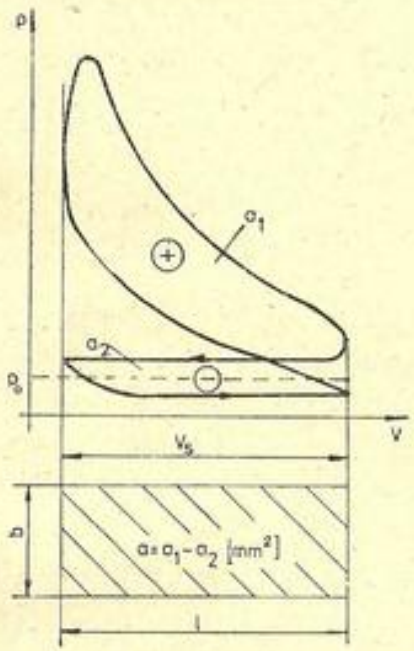


Fig. 1.42. Diagrama indicată a unui motor în patru timpi şi modelarea acesteia, pentru calculul parametrilor indicaţi.

Aria diagramei indicate se obţine prin planimetrare sau alte metode.

Valorile orientative ale presiunii medii indicate sînt redate în tabelul 1.6.

Tabelul 1.6

Valorile presiunii medii indicate la regimul nominal pentru unele motoare de autovehicule

Tipul motorului				p_i daN/cm²	$p_i \cdot 10^{-4}$ N/m²
MAS	în patru şi doi timpi			6,5–11	6,4–10,8
MAC	în patru timpi	cu admisie normală		6,5–10	6,4–9,8
		supraalimentat		10–20	9,8–19,6
	în doi timpi	cu admisie normală	baleiaj în echicurent	6,5–9	6,4–8,8
			alt sistem de baleiaj	5,5–6,5	5,4–6,4
		supraalimentat		10–20	9,8–19,6

Puterea indicată este raportul dintre lucrul mecanic al ciclului şi timpul τ, în secunde, corespunzător efectuării unui ciclu funcţional:

$$P_i = \frac{L_i}{\tau} = \frac{p_i V_s}{\tau} \quad [\mathrm{W}]. \tag{1.9}$$

Pentru un motor în patru timpi, cu i cilindri, se obţine:

$$P_i = \frac{p_i V_s n\, i}{2 \cdot 60 \cdot 1000} = \frac{p_i V_s n\, i}{120\,000} \quad [\mathrm{kW}], \tag{1.10}$$

în care $p_i \left[\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}^2}\right]$; V_s [m³]; n[rot/min].

Randamentul indicat este egal cu raportul dintre lucrul mecanic indicat produs de motor L_i [kJ] şi cantitatea de căldură consumată în acest scop Q[kJ]:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q} = \frac{L_i}{L_t}\frac{L_t}{Q} = \eta_r \eta_t, \tag{1.11}$$

în care L_t este lucrul mecanic al ciclului teoretic; η_r — randamentul relativ (care ţine seama de pierderile de căldură prin pereţii cilindrului, arderea incompletă a combustibilului etc.); η_t — randamentul termic al ciclului teoretic.

Valorile orientative ale randamentului indicat sînt redate în tabelul 1.7.

Tabelul 1.7

Valorile randamentului indicat la regimul nominal

Tipul motorului	η_i %
MAS	0,25 – 0,33
MAC	0,35 – 0,44

Consumul specific indicat de combustibil se obţine prin raportul dintre consumul orar de combustibil C_h şi puterea indicată P_i:

$$c_i = \frac{C_h}{P_i} \quad \left[\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{kWh}}\right]. \tag{1.12}$$

Deoarece 1 kWh = 860 kcal, rezultă:

$$c_i = \frac{860}{\eta_i Q_i} \quad \left[\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{kWh}}\right], \tag{1.13}$$

în care Q_i este puterea calorică inferioară a combustibilului, $\left[\frac{\mathrm{kcal}}{\mathrm{kg}}\right]$.

În tabelul 1.8 se redau valorile consumului specific indicat de combustibil.

Tabelul 1.8

Valorile consumului specific indicat de combustibil la regimul nominal

Tipul motorului		c_i kg/CPh	c_i kg/kWh
MAS	în patru şi doi timpi	0,180 – 0,250	0,244 – 0,340
MAC	în patru timpi	0,120 – 0,140	0,163 – 0,190
	în doi timpi	0,130 – 0,180	0,177 – 0,245

1.3.3. PARAMETRII EFECTIVI AI MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE

Parametrii măsuraţi la arborele cotit al motorului se numesc parametri efectivi. Aceştia sînt: lucrul mecanic efectiv L_e, presiunea medie efectivă p_e şi puterea efectivă P_e.

Legătura între parametrii indicaţi şi parametrii efectivi se face prin intermediul randamentului mecanic:

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{P_e}{P_i}, \tag{1.14}$$

deci

$$L_e = \eta_m \cdot L_i, \tag{1.15}$$

$$p_e = \eta_m \cdot p_i, \tag{1.16}$$

$$P_e = \eta_m \cdot P_i. \tag{1.17}$$

Valorile orientative ale randamentului mecanic sînt redate în tabelul 1.9.

Tabelul 1.9

Valorile randamentului mecanic la regim nominal

Tipul motorului			η_m
MAS	în patru timpi	$n = 2000 - 4000$ rot/min	0,78 – 0,66
		$n = 4000 - 8000$ rot/min	0,85 – 0,75
	în doi timpi	$n = 3000 - 5500$ rot/min	0,80 – 0,68
MAC	în patru timpi	cu admisie normală	0,82 – 0,68
		supraalimentat	0,90 – 0,80
	în doi timpi	cu admisie normală	0,80 – 0,70
		supraalimentat	0,90 – 0,75

Randamentul efectiv este raportul între lucrul mecanic efectiv L_e [kJ] și căldura consumată în acest scop Q [kJ],

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q} = \frac{L_e}{L_i}\frac{L_i}{L_t}\frac{L_t}{Q} = \eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_t. \qquad (1.18)$$

Rezultă deci că randamentul efectiv poate fi influențat pozitiv prin creșterea randamentului mecanic, randamentului relativ și a randamentului termic al ciclului teoretic.

Consumul specific efectiv de combustibil se exprimă prin cantitatea de combustibil consumată pentru producerea unui kilowatt-oră la arborele cotit:

$$c_e = \frac{C_h}{P_e} = \frac{C_h}{\eta_m P_i} = \frac{c_i}{\eta_m} = \frac{860}{\eta_e Q}, \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{kWh}}\right] \qquad (1.19)$$

În tabelul 1.10 se redau valorile orientative ale randamentului și consumului specific efectiv de combustibil.

Tabelul 1.10

Valorile randamentului efectiv și a consumului specific efectiv de combustibil la regim nominal

Tipul motorului			c_e kg/CPh	c_e kg/kWh	η_e
MAS	în patru timpi	autoturisme $n = 2800 - 5500$ rot/min	0,220 – 0,35	0,299 – 0,476	0,24 – 0,30
		autocamioane pînă la $v_t = 3$ dm³ $n = 2400 - 3000$ rot/min	0,230 – 0,35	0,312 – 0,476	
	în doi timpi	autoturisme $n = 3500 - 4000$ rot/min	0,300 – 0,37	0,408 – 0,503	
		autocamioane $n = 3000$ rot/min	0,350 – 0,40	0,476 – 0,544	
MAC			0,160 – 0,22	0,217 – 0,299	0,30 – 0,40

1.3.4. INDICII DE COMPETITIVITATE AL MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE

Aprecierea calității unui motor se face printr-o serie de indici de competitivitate, care reflectă gradul de perfecțiune al motorului din punct de vedere constructiv, economic și al exploatării.

Ca *indici constructivi* se consideră compactitatea, puterea volumică (litrică), masa volumică și masa pe unitatea de putere.

Compactitatea înaltă a unui motor (gabaritul redus) este o cerință din ce în ce mai stringentă, asigurîndu-se astfel economii de material și o mărire a spațiului util al autovehiculului.

Puterea volumică (litrică), se definește prin raportul dintre puterea efectivă dezvoltată de motor pe unitatea de cilindree:

$$P_v = \frac{P_e}{V_s i} = \frac{p_e n}{\text{const.}} \quad \left[\frac{\text{kW}}{\text{m}^3}\right] \text{ sau } \left[\frac{\text{kW}}{\text{dm}^3}\right] \qquad (1.20)$$

sau

$$P_l = \frac{P_e}{V_s i} \quad \left[\frac{\text{CP}}{\text{l}}\right] \text{ sau } \left[\frac{\text{CP}}{\text{dm}^3}\right], \qquad (1.21)$$

în care P_e [kW] sau [CP]; V_s [m³] sau [l]; $p_e \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]$; $n \left[\frac{\text{rot}}{\text{min}}\right]$.

Se observă că mărirea puterii volumice se poate realiza prin mărirea presiunii medii efective p_e sau a turației n.

Masa volumică (litrică) reprezintă masa totală a motorului raportată la cilindreea totală:

$$m_V = \frac{m_M}{V_t} \left[\frac{kg}{m^3}\right] \text{ sau } \left[\frac{kg}{l}\right]. \qquad (1.22)$$

Masa pe unitatea de putere reprezintă cantitatea de metal necesară pentru confecționarea unui motor de putere unitară:

$$m_P = \frac{m_M}{P_e} = \frac{m_V}{P_v} \left[\frac{kg}{kW}\right] \text{ sau } \left[\frac{kg}{CP}\right]. \qquad (1.23)$$

Masa pe unitatea de putere ține seama atît de aspectele constructive și tehnologice, cît și de perfecțiunea proceselor de lucru și rapiditatea motorului (turația fiind mărimea care conferă motorului calitatea de rapiditate).

Indicii de economicitate și exploatare sînt: randamentul efectiv, consumul specific efectiv de combustibil, costul combustibilului, costul motorului, cheltuielile de reparație, cheltuielile de deservire, durabilitatea (indici de economicitate), siguranța în funcționare, deservirea ușoară, silențiozitatea, mersul liniștit și uniform, pornirea ușoară, adaptabilitatea la tracțiune și elasticitatea în funcționare (indici de exploatare).

Între randamentul efectiv η_e și consumul specific efectiv c_e există o dependență (relația 1.19) de forma:

$$\eta_e = \frac{860}{c_e Q}, \qquad (1.24)$$

din care rezultă că la aceeași putere calorică a combustibilului (care este constantă pentru un anumit combustibil, pentru benzine $Q = 10.500$ kcal/kg, iar pentru motorine $Q = 10.000$ kcal/kg, deci sensibil egală), randamentul efectiv al unui motor este cu atît mai mare cu cît consumul specific efectiv de combustibil este mai redus.

În tabelul 1.11 se redau consumurile specifice și randamentele efective η_e pentru o serie de motoare (fabricate în R.S.R.), la regimul nominal, de unde rezultă avantajul MAC față de MAS. De asemenea se observă că și în cadrul MAC se impun motoarele la care se aplică procedee perfecționate de ardere etc.

Tabelul 1. 11

Valorile consumului specific efectiv și ale randamentului efectiv la regimul nominal pentru unele motoare fabricate în R.S.R.

Tipul motorului	Marca motorului	Puterea calorifică a combustibilului kcal/kg	c_e kg/kWh	η_e %
MAS	SR–211	10.500	0,333	24,6
	M–207	10.500	0,333	24,6
	ARO L–25	10.500	0,312	26,25
MAC	D 36 M	10.000	0,286	30,70
	D–103; D–110	10.000	0,259	33,20
	D–115; D–116	10.000	0,240	35,83
	D–12	10.000	0,264	32,6
	D 138–797–05	10.000	0,228	37,7
	D 215 6HMN 8	10.000	0,224	38,4

Durabilitatea motorului (durata de serviciu) reprezintă calitatea motorului de a-și păstra performanțele de putere și consum specific de combustibil un timp cît mai îndelungat.

Siguranța în funcționare reprezintă calitatea motorului de a funcționa fără defecțiuni și fără modificarea esențială a caracteristicilor inițiale.

Deservirea ușoară presupune lucrările de întreținere (de prevenire a defecțiunilor, care trebuie prevăzute și luate în considerare de către constructor). Cu cît deservirea unui motor este mai ușoară, se asigură un grad mai mare de folosire a motorului, fiind mai căutat de către beneficiari.

Silențiozitatea reprezintă calitatea motorului de a nu produce zgomote peste limita admisibilă.

Mersul liniștit și uniform presupune realizarea ciclurilor funcționale cu creșteri cît mai lente ale presiunii gazelor, în timpul arderii, variațiile de viteză unghiulară ale arborelui cotit să fie reduse, ceea ce presupune o exploatare corectă a motoarelor.

Pornirea ușoară a motoarelor, în special a MAC la temperaturi joase, se consideră atunci cînd se realizează într-un timp minim (3—5 s), cu un sistem simplu de pornire.

Adaptabilitatea la tracțiune redă calitatea motorului de a furniza o putere superioară în regim de accelerare, de a funcționa stabil într-un interval cît mai mare de turație, de a asigura creș-

terea momentului motor la micşorarea turaţiei, toate acestea asigurînd o tracţiune optimă autovehiculului.

Elasticitatea unui motor este caracterizată prin intervalul de turaţie dintre puterea maximă şi momentul maxim. Cu cît acest interval este mai mare, motorul este mai elastic, putînd învinge o varietate mai mare de rezistenţe fără schimbarea treptelor de viteze.

1.3.5. COSTUL ENERGIEI PRODUSE DE MOTOR

Pentru a stabili relaţia care redă costul energiei produse de motor, se notează C_c [lei/kg] preţul combustibilului, c_e [kg/kWh] consumul specific efectiv de combustibil, iar $C_c c_e$ [lei/kWh] cheltuielile aferente combustibilului:

$$C_c c_e = C_c \frac{860}{\eta_e Q_i} \quad [\text{lei/kWh}]. \tag{1.25}$$

Luînd în considerare şi costul motorului C_m [lei], durata de serviciu τ_s [h], costul reparaţiilor, C_r [lei], costul deservirii C_d [lei], numărul de ore de funcţionare în timpul unui an τ_d [h], cît şi faptul că în exploatare motorul dezvoltă o putere medie P_{em} [kW], se obţine relaţia care permite calculul costului energiei produse de motor:

$$C_{kWh} = \frac{860}{\eta_e Q_i} C_c + \frac{1}{P_{em}} \left[\frac{C_m}{\tau_s} + \frac{C_r}{\tau_s} + \frac{C_d}{\tau_d} \right] [\text{lei/kWh}]. \tag{1.26}$$

Din relaţia (1.26) rezultă că un motor va fi cu atît mai eficient, cu cît randamentul efectiv este mai ridicat, combustibilul cu care funcţionează mai ieftin, costul motorului, reparaţiilor şi cheltuielilor de deservire mai reduse.

Pe de altă parte, se impun acele motoare care asigură durate τ_s şi τ_d cît mai mari.

1.3.6. BILANŢUL ENERGETIC AL MOTORULUI

Bilanţul energetic al unui motor exprimă modul de repartiţie a căldurii disponibile pentru producerea lucrului mecanic efectiv şi acoperirea diferitelor pierderi.

Notînd cu Q fluxul termic disponibil; Q_e — fluxul termic echivalent lucrului mecanic efectiv; Q_r — fluxul termic pierdut prin mediul de răcire; Q_g — fluxul termic pierdut prin gazele evacuate; Q_{inc} — fluxul termic echivalent arderii incomplete a combustibilului şi Q_{res} — termenul rezidual (pierderile termice de care nu ţin seama ceilalţi termeni ai bilanţului), se obţine ecuaţia bilanţului energetic:

$$Q = Q_e + Q_r + Q_g + Q_{inc} + Q_{res} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{h}}\right] \text{ sau } \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right]. \tag{1.27}$$

Raportînd componentele bilanţului la căldura disponibilă,

$$1 = \frac{Q_e}{Q} + \frac{Q_r}{Q} + \frac{Q_g}{Q} + \frac{Q_{inc}}{Q} + \frac{Q_{res}}{Q},$$

se obţine ecuaţia de bilanţ sub forma:

$$100\% = q_e + q_r + q_g + q_{inc} + q_{res}. \tag{1.28}$$

Energia corespunzătoare pierderilor mecanice este luată în considerare prin termenul q_r, deoarece energia consumată prin frecare se transformă din nou în energie termică care este preluată de mediul de răcire sau de către uleiul de ungere (cota parte care intră în termenul q_{res}).

Pentru motoarele existente bilanţul energetic se determină pe cale experimentală. Pentru motoare noi (în fază de proiectare), bilanţul energetic poate fi estimat pe baza datelor rezultate din calculul termic al motorului.

Valorile orientative ale termenilor bilanţului energetic pentru MAS şi MAC sînt redate în tabelul 1.12.

Tabelul 1.12

Valorile procentuale ale termenilor bilanţului energetic

Tipul motorului	q_e %	q_r %	q_g %	q_{inc} %	q_{res} %
MAS	24–30	15–35	30–55	2–20	3–8
MAC	30–40	12–25	25–45	0–5	2–5

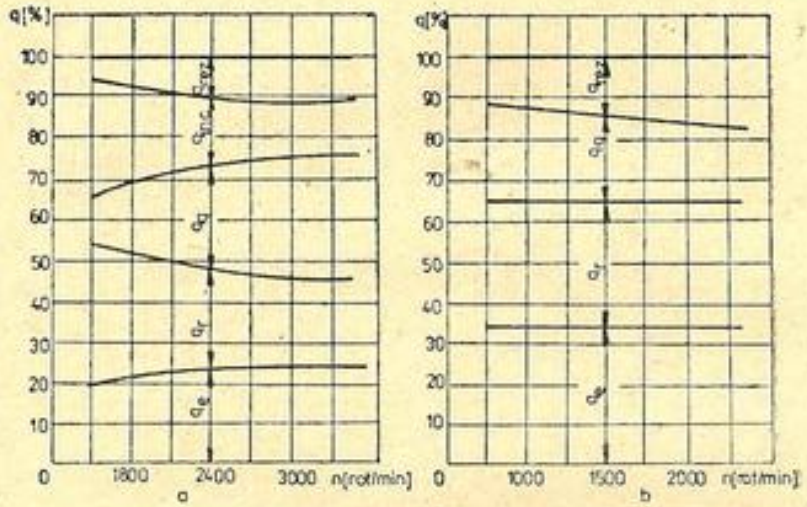


Fig. 1.43. Variaţia componentelor bilanţului energetic în funcţie de turaţie: a — MAS; b — MAC.

Din multitudinea factorilor care influenţează bilanţul energetic al unui motor o importanţă deosebită prezintă factorii care pot fi reglaţi în exploatare: turaţia, sarcina, dozajul, răcirea, ungerea etc.

Pentru MAS la *turaţii* scăzute (fig. 1.43 a), pierderile de căldură prin răcire au valori maxime, ele scăzînd odată cu creşterea turaţiei motorului, ceea ce justifică funcţionarea motorului la turaţii cît mai apropiate de turaţia nominală. La MAC, turaţia are o influenţă mai redusă asupra componentelor bilanţului energetic (fig. 1.43 b).

Influenţa sarcinii şi dozajului se poate urmări mai fidel corelînd caracteristicile de reglare şi funcţionare ale motorului (v. cap. 2) cu componentele bilanţului energetic, obţinînd date utile pentru mărirea economicităţii motorului.

Influenţa favorabilă a supraalimentării MAC asupra componentelor bilanţului energetic rezultă din figura 1.44.

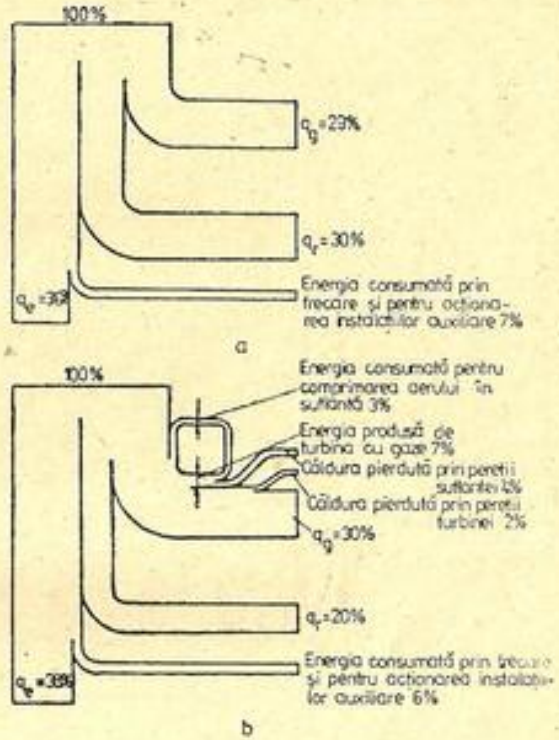


Fig. 1.44. Reprezentarea grafică a bilanţului energetic pentru MAC: a — cu umplere normală; b — supraalimentat.

1.4. FUNCŢIONAREA MECANISMULUI MOTOR

1.4.1. FORŢELE ŞI MOMENTELE MECANISMULUI MOTOR

Mecanismul motor are rolul de a transforma energia termică în energie mecanică, fiind constituit din *părţi mobile* (piston, bielă, arbore cotit) şi *părţi fixe* (blocul motorului cu cilindrii, chiulasa, baia de ulei).

În timpul funcţionării, în elementele mecanismului motor acţionează o serie de eforturi, cauzate de forţele datorate presiunii gazelor din cilindri şi forţele de inerţie a maselor în mişcare accelerată.

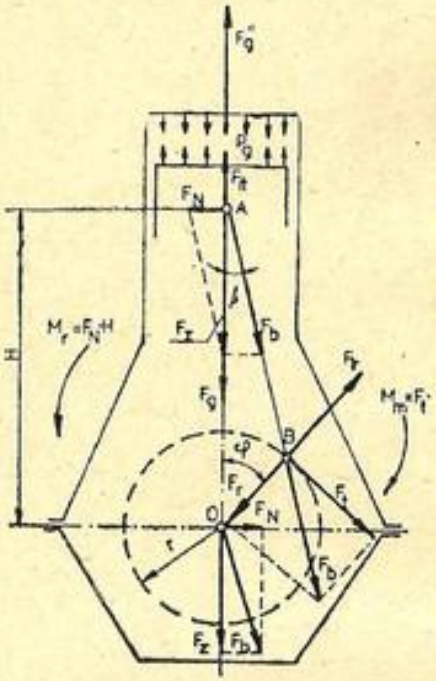


Fig. 1.45. Forţele şi momentele care acţionează în mecanismul motor.

Forţa datorată presiunii gazelor (fig. 1.45) se obţine cu relaţia:

$$F_g = p_g \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot [\mathrm{N}], \qquad (1.29)$$

în care $p_g = p_{gi} - p_0$ [N/m²]; p_{gi} — presiunea gazelor din diagrama indicată; p_0 — presiunea mediului ambiant ($p_0 = 1.10^5$ N/m²); D — diametrul cilindrului [m].

Forţele de inerţie F_{it} ale maselor în mişcare de translaţie:

$$F_{it} = - m_{it} \cdot a = - (m_p + m_{bt})\, a, \qquad (1.30)$$

în care m_{it} este masa redusă a pieselor cu mişcare de translaţie; m_p — masa pistonului, considerată concentrată în axul bolţului; m_{bt} — masa părţii din bielă raportată la axul bolţului şi care se consideră că este în mişcare de translaţie ($m_{bt} \simeq 0{,}275\ m_b$, unde m_b este masa bielei).

Forţele de inerţie F_{ir} ale maselor în mişcare de rotaţie:

$$F_{ir} = m_r\, r\, \omega^2 = (m_c + m_{br}) r \cdot \omega^2, \qquad (1.31)$$

în care m_r este masa concentrată în axul manetonului a pieselor cu mişcare de rotaţie; m_c — masa neechilibrată a unui cot ce execută mişcare de rotaţie, raportată la axul manetonului; m_{br} — masa bielei raportată la axul manetonului şi care are mişcare de rotaţie ($m_{br} \simeq 0{,}725\ m_b$).

Forţa rezultantă, reprezintă suma dintre forţele datorate presiunii gazelor şi forţele de inerţie ale maselor în mişcare de translaţie (fig. 1.46):

$$F_\Sigma = F_g + F_{it}. \qquad (1.32)$$

Forţa F_Σ este îndreptată de-a lungul axei cilindrului, iar mărimea şi sensul acestei forţe se schimbă în funcţie de mărimea şi sensul forţelor de inerţie F_{it}, care în prima jumătate a cursei pistonului de la *pms* la *pmi* sînt îndreptate în sus şi se opun mişcării pistonului. În a doua jumătate a cursei, forţele de inerţie coincid cu sensul de mişcare al pistonului. În continuare, fazele mişcării se repetă. Deci, forţele de inerţie ale maselor în mişcare de translaţie F_{it}, sînt îndreptate de-a lungul axei cilindrului şi variază ca mărime şi sens. În prima jumătate a cursei masele m_{it} acumulează energie cinetică, iar în a doua jumătate a cursei cedează energia cinetică acumulată. Conform legii de conservare a energiei, lucrul mecanic al forţelor de inerţie, la o rotaţie a arborelui cotit, este nul. La creşterea turaţiei motorului, acceleraţia pistonului şi forţele de inerţie F_{it} cresc proporţional cu pătratul turaţiei.

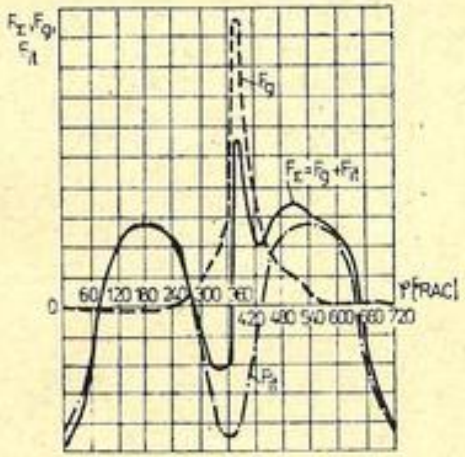


Fig. 1.46. Variaţia forţelor F_g, F_{it} şi F_Σ în funcţie de φ.

Descompunînd forţa F_Σ, pentru un unghi oarecare φ°RAC, apar două componente: forţa F_N perpendiculară pe peretele cilindrului şi forţa F_b îndreptată de-a lungul axei bielei.

Forţa F_N apasă periodic pistonul pe peretele cilindrului, cauzînd frecarea şi uzura acestuia, iar forţa F_b, tot periodic, solicită biela la comprimare, întindere şi flambaj.

Prin deplasarea forţei F_b pe linia ei de acţiune pînă în axul manetonului B şi descompunerea acesteia după direcţia radială şi tangenţială, se obţine forţa tangenţială F_t şi forţa radială F_r:

$$F_t = F_b \sin(\varphi + \beta) = \frac{F_\Sigma}{\cos\beta} \sin(\varphi + \beta); \qquad (1.33)$$

şi

$$F_r = F_b \cos(\varphi + \beta) = \frac{F_\Sigma}{\cos\beta} \cos(\varphi + \beta). \qquad (1.34)$$

Momentul motor instantaneu este produs de forţa tangenţială, fiind definit de relaţia:

$$M_m = F_t r = \frac{F_\Sigma r}{\cos\beta} \sin(\varphi + \beta). \qquad (1.35)$$

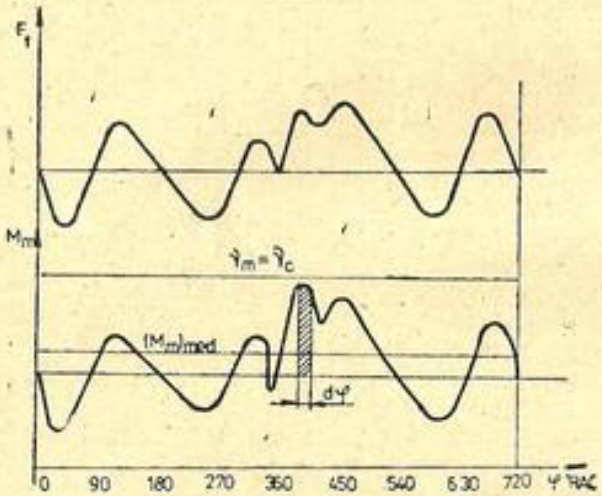


Fig. 1.47. Variaţia forţei tangenţiale şi a momentului motor în funcţie de φ.

Se observă că variaţia momentului motor instantaneu urmăreşte modul de variaţie a forţei F_t (fig. 1.47).

Forţele F_N, între care este braţul H, formează *momentul de răsturnare* instantaneu M_r, egal şi de sens contrar cu momentul motor:

$$M_r = -F_N H = -HF_\Sigma \operatorname{tg} \beta = -\frac{F_\Sigma r}{\cos \beta} \sin(\varphi + \beta) = -M_m. \quad (1.36)$$

Momentul motor serveşte pentru antrenarea roţilor motoare, iar momentul de răsturnare se transmite reazemelor motorului.

La motoarele în patru timpi monocilindrice, aşa cum rezultă şi din figura 1.47, momentul motor este o funcţie periodică, a cărei perioadă ν_m este egală cu perioada unui ciclu funcţional ν_c ($\nu_c = \pi \cdot \tau_m$, în care τ_m este numărul de timpi).

La motoarele policilindrice cu i cilindri cu aprinderi sau injecţii uniform repartizate, decalajul între aprinderi sau injecţii este $\nu_m = \pi \cdot \tau_m / i$ (fig. 1.48).

Variaţia momentului motor M_m al motorului policilindric cu şase cilindri în linie este redată în figura 1.49, iar momentul motor mediu se obţine cu relaţia:

$$(M_m)_{med} = \frac{1}{\nu_m} \int_0^{\nu_m} M_m d\varphi, \quad (1.37)$$

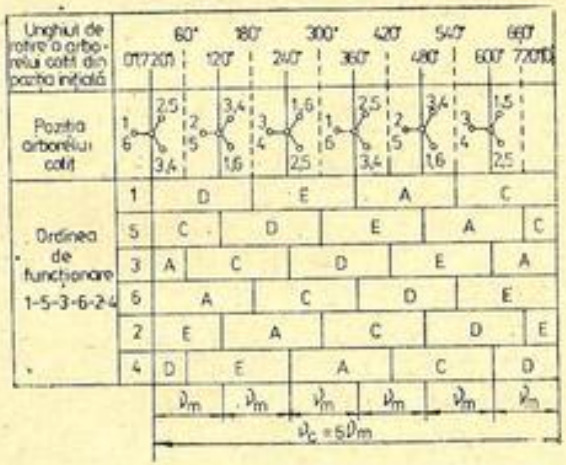


Fig. 1.48. Schema de lucru a unui motor în patru timpi, cu 6 cilindri în linie.

care se rezolvă prin planimetrarea ariei corespunzătoare unei perioade ν_m.

La motoarele cu cilindri în V, la fiecare maneton al arborelui cotit se articulează cîte două biele. Schema unui motor cu opt cilindri aşezaţi în V este redată în figura 1.50.

Unghiul dintre liniile de cilindri γ la motoarele în V se stabileşte din condiţia de uniformitate a aprinderilor, adică: $\gamma = \frac{4\pi}{i}$. Pentru un motor la care numărul de cilindri $i = 8$, rezultă $\gamma = 90\%$.

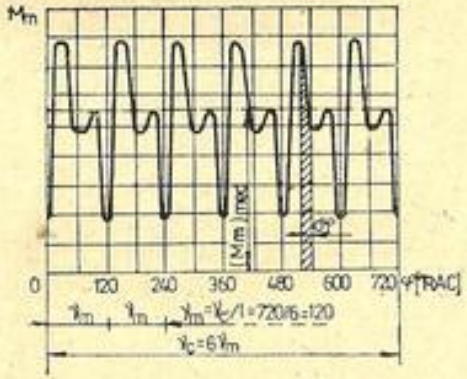


Fig. 1.49. Variaţia momentului motor în funcţie de φ, pentru un motor cu 6 cilindri în linie.

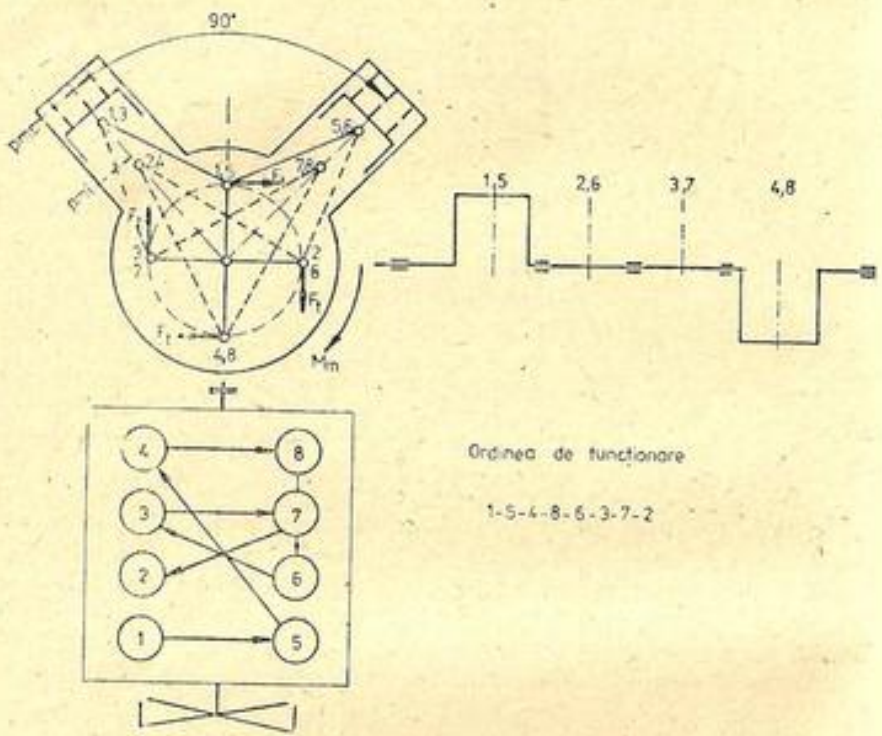


Fig. 1.50. Schema acțiunii forțelor pentru un motor cu 8 cilindri în V.

Motoarele cu cilindri în V putînd fi considerate ca motoare cu două rînduri de cilindri, rezultă că forțele și momentele care apar în timpul funcționării se obțin similar ca la motoarele cu cilindri în linie, cu precizarea că în acest caz se obțin o serie de avantaje privind echilibrarea și utilizarea mai rațională a spațiului afectat montării motorului.

Motoarele cu cilindri opuși (fig. 1.51) se pot, de asemenea, considera ca fiind formate din două motoare, fiecare cu cilindri în linie.

Motoarele cu cilindri opuși pot fi considerate ca motoare în V cu $\gamma = 180°$. Astfel, la un motor cu patru cilindri în V, $\gamma = 4\pi/4 = 180°$, obținîndu-se soluția clasică de motor (denumită Boxer).

Atît la motoarele cu cilindri în linie, cît și la motoarele cu cilindri în V, sau cilindri opuși, viteza unghiulară ω și momentul motor instantaneu au variații periodice (fig. 1.52). Aceste variații sînt produse de

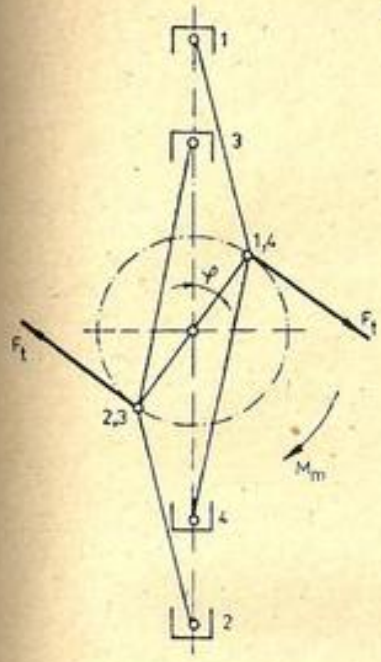


Fig. 1.51. Schema acțiunii forțelor la un motor cu 4 cilindri opuși.

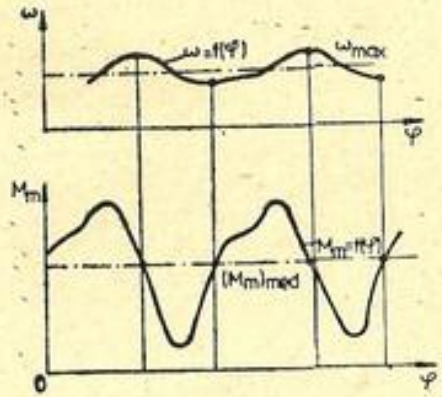


Fig. 1.52. Variația momentului motor și a vitezei unghiulare a arborelui cotit în funcție de φ, la un regim stabil de funcționare.

variațiile periodice ale presiunii gazelor din cilindri și de schimbarea poziției pieselor mobile ale mecanismului motor.

Uniformizarea momentului motor, respectiv a mișcării mecanismului motor, este o cerință importantă pentru funcționarea autovehiculelor. Condiția de uniformizare este îndeplinită cînd momentul rezistent M_{rez} (încărcarea motorului) este egal cu momentul motor M_m (sarcina) pentru orice φ °RAC.

Deoarece sarcina se poate modifica numai de la ciclu la ciclu, iar momentul motor este variabil și în interiorul unui ciclu, rezultă că uniformizarea mișcării se poate soluționa numai apelînd la ecuația energiei.

Pentru studiul uniformizării mișcării, se consideră $M_{rez} = \text{ct}$, iar din teorema energiei cinetice:

$$(M_m - M_{rez})\, d\varphi = dE_{cin},$$

rezultă că dacă momentul motor M_m se anulează în permanență de către momentul rezistent M_{rez}, energia cinetică a sistemului E_{cin}

este constantă. Energia E_{cin} este formată din energia cinetică a pieselor motorului cu mişcare de translaţie, a pieselor motorului cu mişcare de rotaţie şi energia cinetică a maşinii antrenate.

Ecuaţia energiei devine:

$$dE_{cin} = d\left(\frac{1}{2} m_r v^2\right) = \frac{r^2}{2} d(m_r \omega^2) = J \frac{d\omega^2}{2} = (M_m - M_{rez})\, d\varphi, \tag{1.38}$$

în care v şi ω sînt viteza, respectiv viteza unghiulară, a maselor reduse la axa manetonului: m_r — masele pieselor în mişcare reduse la axul manetonului; J — momentul de inerţie al maselor reduse.

Ţinînd seama că $d\omega^2 = 2\omega d\omega = 2\left(\frac{d\varphi}{d\tau}\right) d\omega$, ecuaţia (1.38) poate fi scrisă sub forma:

$$\frac{d\omega}{d\tau} = \frac{M_m - M_{rez}}{J}. \tag{1.39}$$

Un motor funcţionează cu atît mai uniform, cu cît termenul $\frac{d\omega}{d\tau}$, care reprezintă acceleraţia unghiulară, este mai redus. Această condiţie se realizează pe calea măririi numărului de cilindri (fig. 1.53), sau prin mărirea momentului de inerţie, ceea ce presupune utilizarea unui volant.

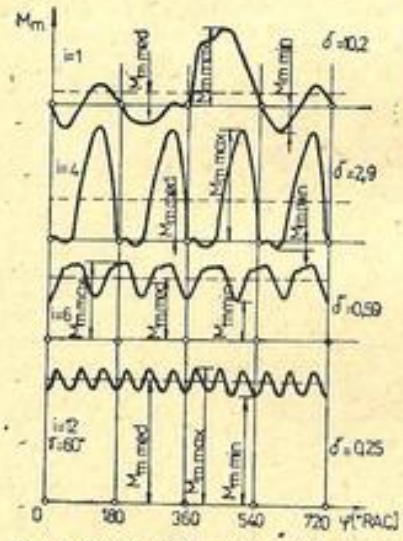


Fig. 1.53. Variaţia momentului motor în funcţie de unghiul de rotaţie a arborelui cotit şi numărul de cilindri ai motorului.

Momentul creat de volant trebuie să asigure funcţionarea stabilă a motorului la turaţia minimă de mers în gol şi acumularea energiei cinetice necesare arborelui cotit în timpul pornirii motorului. Odată cu mărirea numărului de cilindri scade rolul volantului.

Gradul de neuniformitate al momentului motor se obţine cu relaţia:

$$\delta = \frac{M_{m\,max} - M_{m\,min}}{M_{m\,med}}, \tag{1.40}$$

care scade odată cu mărirea numărului de cilindri (v. fig. 1.53).

1.4.2. ANALIZA FUNCŢIONALĂ A MECANISMULUI MOTOR

1.4.2.1. *ANALIZA FUNCŢIONALĂ A PISTONULUI*

Pistonul are rolul de a asigura evoluţia fluidului motor în cilindru, îndeplinind următoarele funcţiuni: preia şi transmite bielei forţa rezultată din presiunea gazelor şi forţele de inerţie F_Σ; transmite cilindrului reacţiunea normală produsă de bielă F_N; asigură etanşarea cilindrului în ambele sensuri; preia şi evacuează o parte din căldura dezvoltată prin arderea combustibilului.

Pentru a îndeplini aceste funcţiuni pistonul este prevăzut cu: axul pistonului (bolţ), segmenţi de compresiune şi segmenţi de ungere (care se vor analiza în subcapitolele 1.4.2.2 şi 1.4.2.3).

Un piston se compune din *capul pistonului*, care preia presiunea gazelor, *regiunea port-segmenţi*, care conţine canalele în care se introduc segmenţii, *mantaua* care ghidează pistonul în cilindru şi transmite forţa normală, *umerii mantalei* sau *locaşurile bolţului* (fig. 1.54).

Sub acţiunea forţelor (fig. 1.55 a), pistonul se deformează (fig. 1.55 b, c). Forţa datorată presiunii gazelor F_g, care se trans-

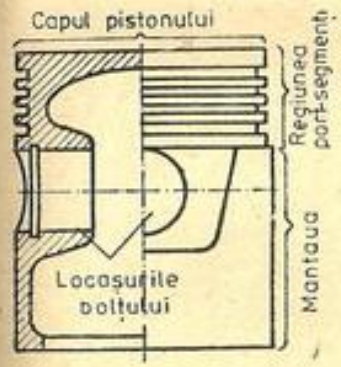


Fig. 1.54. Părţile componente ale unui piston.

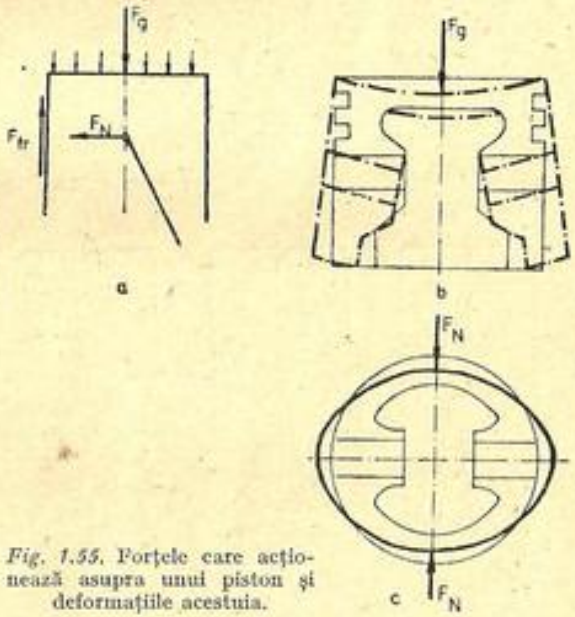


Fig. 1.55. Forţele care acţionează asupra unui piston şi deformaţiile acestuia.

mite prin umerii pistonului la bolț, deformează pistonul, încît apăsarea mantalei pe cilindru tinde să se facă numai pe muchia inferioară a mantalei, canalele de segmenți și locașul bolțului se deformează de asemenea. Aceste deformații sînt mai pronunțate atunci cînd motorul lucrează în regim de suprasarcină.

Forța normală F_N apasă pistonul pe cilindru și produce forța de frecare F_f.

Sub acțiunea reacțiunii cilindrului, pistonul se deformează sub formă de elipsă (cu axa mare după direcția axei umerilor), așa cum rezultă din figura 1.55 c.

Pentru a face față la aceste solicitări, se impune ca pistonul să aibă inițial o rigiditate adecvată, astfel ca în timpul funcționării deformațiile să fie minime.

Tot sub acțiunea forțelor normale F_N și a jocurilor de montaj apare *bătaia pistonului* în cămașa de cilindru, ca efect al variației forței F_N în mărime și sens (la motoarele în patru timpi forța F_N își schimbă sensul de șapte ori pe ciclu, iar la motoarele în doi timpi de trei ori).

Aplicarea pistonului cu șoc pe cele două fețe ale cilindrului și basculare a pistonului sub efectul forței de frecare F_f, care produce un moment de răsturnare în jurul bolțului, este reprezentată în figura 1.56.

Jocul dintre piston și cilindru Δ, are o influență hotărîtoare asupra bătăii pistonului și zgomotului produs de motor. Experiența arată că bătaia pistonului are loc cînd jocul $\Delta > 0{,}001\ D$ (D este diametrul cilindrului). La MAS se pot realiza jocuri $\Delta < 0{,}001\ D$, însă la MAC este greu de realizat acest deziderat.

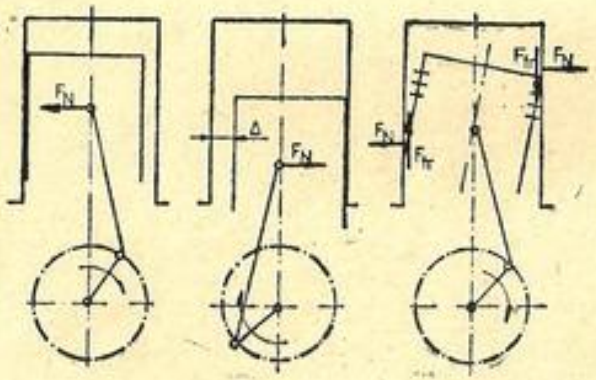


Fig. 1.56. Influența forței normale asupra poziției pistonului în timpul funcționării.

Atît la MAS, cît și la MAC la alegerea jocului Δ trebuie luată în considerare prevenirea gripajului, reducerea consumului de ulei și a scăpărilor de gaze în carter.

Alegerea optimă a jocului Δ depinde în foarte mare măsură de modul de evaluare a stării termice a pistonului.

În contact cu gazele calde, pistonul se încălzește și contribuie la evacuarea unui flux termic echivalent cu 8—10% la MAS și 18—20% la MAC din puterea dezvoltată la arborele cotit. Cea mai mare parte din fluxul termic preluat de piston se evacuează la nivelul regiunii port-segmenți, 60—75%; prin manta 20—25%, o parte se transmite aerului și uleiului, 10—15%, iar 2—4% se transmite prin bolț și bielă (fig. 1.57).

Evacuarea căldurii prin piston produce o distribuție neuniformă a temperaturii în funcție de rolul diferențiat pe care-l joacă părțile componente ale pistonului, în funcție de material și grosimea pereților.

Distribuția temperaturii la MAC depinde foarte mult de forma capului pistonului (fig. 1.58).

Variația temperaturii în lungul pistonului descrește de la cap la partea inferioară a mantalei.

Ca urmare a încălzirii mai pronunțate a capului pistonului, are loc reducerea rezistenței mecanice a materialului. Astfel, la temperatura de 300°C, limita de curgere a aliajelor de aluminiu

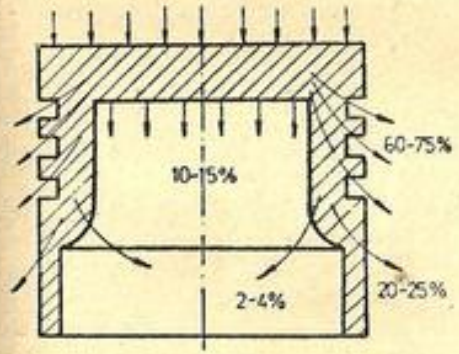


Fig. 1.57. Distribuția fluxului termic într-un piston.

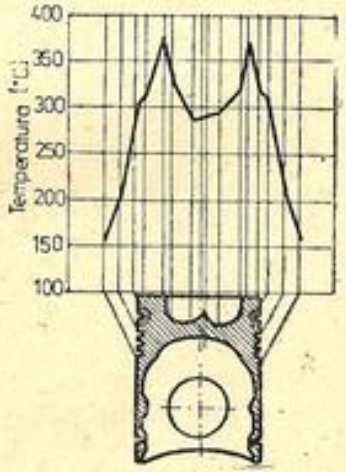


Fig. 1.58. Variația temperaturii în capul unui piston și regiunea port-segmenți.

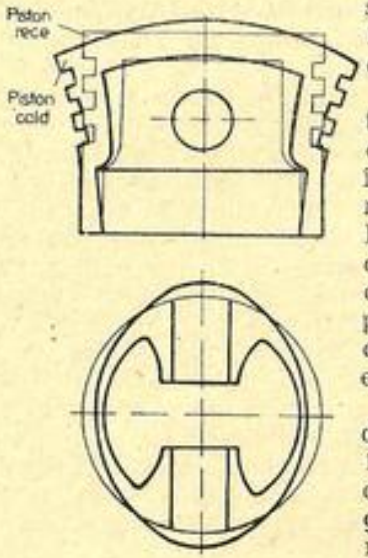


Fig. 1.59. Deformarea pistonului datorită încălzirii.

se reduce la circa 4 daN/mm² față de 17,5 daN/mm² la 20°C, deci o reducere de peste 4 ori.

O altă consecință a încălzirii pistonului o constituie dilatarea acestuia, care, așa cum s-a arătat, influențează în foarte mare măsură funcționarea motorului. Dilatarea radială a pistonului este inegală (fig. 1.59). Se observă că în urma dilatării pistonul primește o formă tronconică, iar într-o secțiune perpendiculară pe axa pistonului, în dreptul umerilor, pistonul ia o formă eliptică.

Corelînd deformațiile pistonului datorită solicitărilor mecanice (v. fig. 1.55) și termice (v. fig. 1.59), rezultă o deformare de sens contrar de-a lungul axei pistonului (o pondere mai mare are totuși dilatarea produsă de solicitările termice) și o deformare de același sens în planul perpendicular pe axa pistonului.

Pentru a ușura deplasarea pistonului în cilindru, trebuie să se asigure la montaj (la rece) un profil adecvat al pistonului; jocuri corespunzătoare între piston și cilindru, astfel ca în timpul funcționării (la cald) să aibă loc o etanșare perfectă și să se evite fenomenele nedorite (griparea pistonului în cilindru, intrarea uleiului în camera de ardere, scăparea gazelor în carter, bătaia pistonului etc.).

În starea rece, pistonul trebuie să aibă un profil longitudinal tronconic în zona port-segment (cu diametrul crescător de la capul pistonului spre ultimul segment), iar în secțiune transversală un profil eliptic cu axa mare a elipsei perpendiculară pe axa boltului.

Jocul la cald dintre piston (de Al sau Fc) și cilindru Δ' variază în lungul pistonului, fiind mai mare la cap, pentru a preveni griparea $\Delta_{cap} = (0{,}002 - 0{,}003)\,D$ și mai mic la manta, pentru a preveni bătaia pistonului, $\Delta_{manta} = (0{,}001 - 0{,}002)\,D$.

Jocul la rece Δ se alege în așa fel încît la cald să se asigure jocurile menționate. Pentru pistoane din aluminiu, $\Delta_{cap} = (0{,}006 - 0{,}008)\,D$ și $\Delta_{manta} = (0{,}0003 - 0{,}003)\,D$, iar la cele din fontă $\Delta_{cap} = (0{,}004 - 0{,}006)\,D$, și $\Delta_{manta} = (0{,}001 - 0{,}002)\,D$.

Principalele defecțiuni ale pistonului, cauzele acestora și posibilitățile de evitare sau remediere sînt redate în tabelul 1.13.

Tabelul 1.13

Principalele defecțiuni ale pistonului, cauze, consecințe, posibilități de evitare și remediere

Defecțiuni	Cauze	Consecințe	Posibilități de evitare	Remedierea
Joc excesiv între piston și cilindru	Uzură pronunțată a cilindrului și a segmentului	Compresie redusă (motorul nu trage).	Rodare corectă și evitarea supraîncărcării motorului	Înlocuirea pieselor uzate
Joc insuficient între piston și cilindru	— Montaj prea strîns — Rodaj insuficient	Încălzirea anormală a motorului (chiar gripare)	Respectarea jocurilor de montaj și rodarea corectă a motorului	Dacă apare griparea, piesele respective trebuie înlocuite
Griparea pistonului	— Defecțiuni de ungere — Jocuri prea mici la montaj — Avans redus la aprindere — Defecțiuni la sistemul de răcire	Oprirea motorului	Respectarea jocurilor de montaj și întreținerea perfectă a sistemului de ungere, aprindere și răcire	Înlocuirea pieselor defecte
Deformarea flancurilor de la canalele de segmenți. Supraîncălzirea capului pistonului sau arderea pistonului	— Ardere detonantă — Aprinderi secundare	— Reducerea puterii — Intrarea uleiului în camera de ardere etc.	— Utilizarea benzinelor indicate — Reglarea corectă a aprinderii — Evitarea supraîncărcării motorului	Înlocuirerea pieselor defecte

În condițiile unei exploatări raționale pistoanele se uzează puțin, fiind nenumărate cazuri cînd s-a depășit 100.000 km parcurși de către unele autovehicule fără înlocuirea pistoanelor.

1.4.2.2. *ANALIZA FUNCȚIONALĂ A BOLȚULUI* (AXULUI PISTONULUI)

Bolțul asigură legătura între piston și bielă, făcînd posibilă mișcarea relativă a celor două piese și transmite forța de presiune de la piston la bielă.

De obicei bolțul se montează cu joc atît în piston, cît și în bielă, fiind numit *bolț flotant*, în care caz se asigură o uzură uniformă.

Bolțul pistonului transmite forțe variabile ca mărime și sens, care variază între 1000—20000 daN deformînd bolțul atît după axa longitudinală (fig. 1.60 a), cît și în plan transversal (fig. 1.60 b).

În timpul arderii rapide, bolțul este solicitat prin șoc, solicitare care este cu atît mai mare cu cît jocul în timpul funcționării este mai mare. Caracterul variabil al sarcinii are ca efect solicitarea la oboseală a bolțului. Rezultă deci că bolțul trebuie să aibă o rezistență înaltă la solicitările de încovoiere variabile și cu șoc și în același timp să posede o masă redusă, pentru a nu spori mărimea forțelor de inerție.

În exploatare, bolțurile se uzează puțin, atunci cînd se respectă riguros jocurile de montaj și se asigură o ungere suficientă. În acest caz se evită fenomenul des întîlnit și denumit *bătaia bolțului*, care se manifestă în exterior printr-un zgomot înfundat de intensitate constantă.

Ungerea bolțului se asigură prin: ceața de ulei care se formează sub capul pistonului; uleiul raclat de segmenți, care se deplasează axial pe suprafața bolțului și ungerea continuă, realizată prin mișcarea alternativă de translație a bolțului în limitele jocului care produce pomparea uleiului în jurul bolțului.

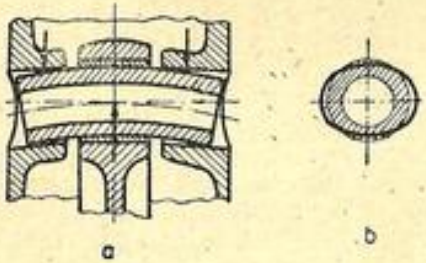


Fig. 1.60. Deformarea bolțului sub efectul forțelor în timpul funcționării.

1.4.2.3. *ANALIZA FUNCȚIONALĂ A SEGMENȚILOR*

Segmenții au scopul de a etanșa camera de ardere. Se deosebesc *segmenți de compresie* care împiedică scăparea gazelor din camera de ardere spre carter și *segmenți de ungere* (raclori) care asigură ungerea cămășii de cilindru și împiedică intrarea uleiului în camera de ardere.

Segmenții de compresie asigură etanșarea camerei de ardere prin efect de labirint (fig. 1.61), care este exprimat de variația presiunii în lungul regiunii port-segmenți a pistonului. Rezistențele create de jocurile axiale Δ_a produc o cădere de presiune mai mică decît zonele de contact dintre segment și canal, respectiv cămașa cilindrului. Se observă că primul segment asigură o reducere însemnată a presiunii gazelor, astfel încît presiunea după primul segment $p_2 = 25\%$ din presiunea p_g a gazelor din camera de ardere.

Eficiența etanșării se consideră bună atunci cînd presiunea gazelor după ultimul segment de compresie este $p_4 \leqslant 3\%$ din p_g.

Odată cu mărirea turației motorului, timpul de scurgere a gazelor prin interstițiile segment-canal se micșorează, ca atare acțiunea de etanșare a segmenților se îmbunătățește la turații ridicate. Acesta este motivul că la MAS, care funcționează cu turații mai ridicate decît MAC, etanșarea camerei de ardere se asigură cu un număr mai redus de segmenți.

Un dezavantaj care apare în funcționarea segmenților de compresie îl constituie *acțiunea de pompaj* a acestora (fig. 1.62),

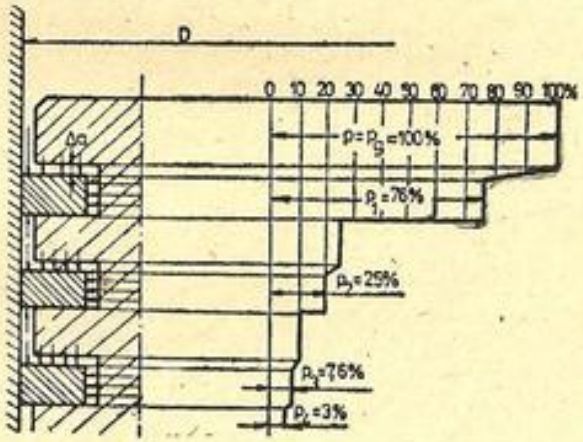


Fig. 1.61. Variația presiunii în spațiile de etanșare ale regiunii port-segmenți.

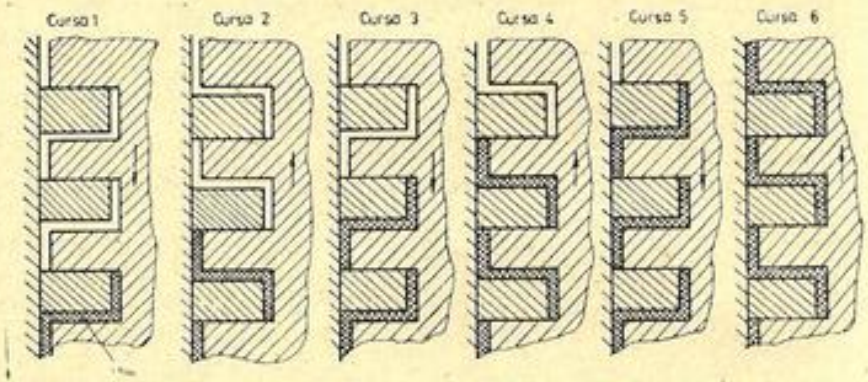


Fig. 1.62. Acțiunea de pompaj a segmenților de compresie.

care are ca urmare introducerea treptată a unei cantități de ulei în camera de ardere.

Se observă că pistoanele cu doi segmenți de compresie introduc o cantitate de ulei mai mare decît cele cu trei segmenți (aceeași doză de ulei la un piston cu doi segmenți se introduce la patru curse ale pistonului, iar la un piston cu trei segmenți, la șase curse ale pistonului).

O altă modalitate de pătrundere a uleiului în camera de ardere este sub efectul ungerii hidrodinamice, care, combinată cu uzura segmentului (fig. 1.63), creează presiuni inegale în pelicula de ulei, pe înălțimea segmentului. Ca urmare, se formează un curent de ulei în sensul opus mișcării pistonului, cu intensitate mai mare la coborîrea pistonului, ceea ce are ca efect pă-

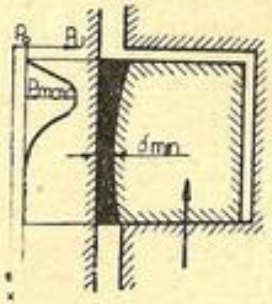


Fig. 1.63. Formarea peliculei de ulei dintre segment și cilindru în cazul ungerii hidrodinamice (δ_{min} — grosimea minimă a peliculei de ulei), și variația presiunii uleiului p_u pe înălțimea x a segmentului (p_0 — presiunea mediului ambiant; p_{max} — presiunea maximă în pelicula de ulei).

trunderea unei cantități de ulei în camera de ardere, care uneori o depășește pe cea introdusă prin efect de pompaj. Pentru a evita pătrunderea uleiului în camera de ardere, se aplică segmenți cu secțiune nesimetrică, numiți *segmenți torsionați*, care în timpul funcționării (fig. 1.64 a) reduc intensitatea efectelor amintite. Prin faptul că acești segmenți se sprijină cu muchiile pe suprafețele canalelor din piston și suprafața cilindrului, se asigură o etanșare eficientă a camerei de ardere.

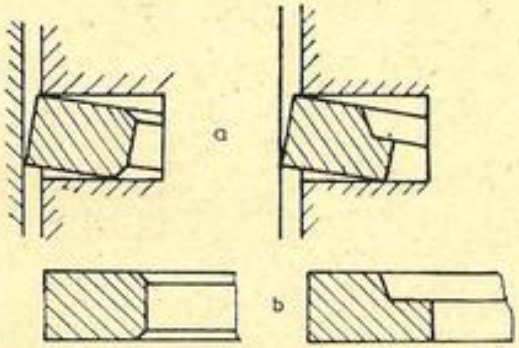


Fig. 1.64. Pozițiile caracteristice ale segmenților în timpul funcționării (a) și forma constructivă a lor în stare nemontată (b).

Segmenții de ungere (raclori) asigură reglarea și raclarea uleiului de pe peretele cilindrului, astfel încît să se asigure necesarul de ulei în partea superioară a pistonului, menținînd totodată consumul de ulei al motorului la valori admisibile (1 . . . 2 g/kWh).

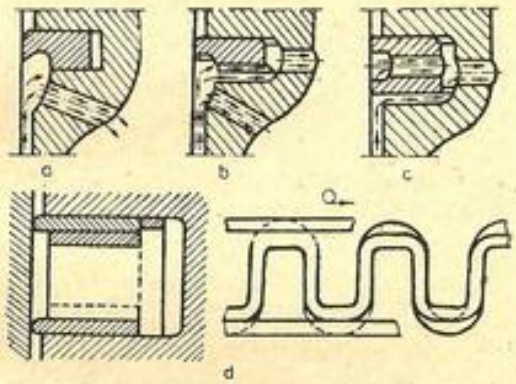


Fig. 1.65. Modul de funcționare a segmenților de ungere neperforați (*a*, *b*), perforați (c) și cu expandor (d).

Segmenții de ungere sînt cu secțiune unitară (neperforați) și segmenți cu secțiunea radială perforată sau segmenți constituiți din două inele.

Acțiunea segmenților de ungere neperforați se observă din figura 1.65 a și b; o evacuare mai energică a uleiului raclat obținîndu-se cînd se prevăd două orificii în peretele pistonului (fig. 1.65-b). O cantitate sporită de ulei raclat asigură și segmenții perforați (fig. 1.65 c). Degajarea prevăzută pe suprafața laterală

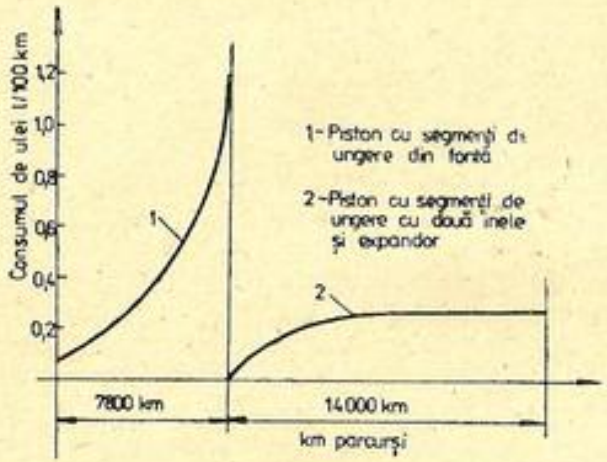


Fig. 1.66. Variaţia consumului de ulei, în funcţie de drumul parcurs pentru două tipuri caracteristice de segmenţi de ungere.

a segmentului permite raclarea uleiului în două etape şi evacuarea lui atît prin jocul axial, cît şi prin canalul practicat în segment.

Segmenţii constituiţi din două inele cu *expandor* (fig. 1.65 d) asigură o presiune sporită la contactul dintre segment şi cilindru, fără a fi influenţată sensibil de uzură. Inelele sînt din oţel cu grosime redusă, 0,6 . . . 0,8 mm, aplicate pe feţele canalului din piston cu expandoare axiale, iar pe oglinda cilindrului de un expandor radial.

Segmenţii de ungere formaţi din două inele cu expandor asigură un consum redus de ulei faţă de segmenţii de ungere din fontă (fig. 1.66).

Principalele defecţiuni ale segmenţilor şi posibilităţile de evitare sau remediere sînt redate în tabelul 1.14.

1.4.2.4. *ANALIZA FUNCŢIONALĂ A BIELEI*

Biela transmite forţa rezultantă F_Σ (subcap. 1.4.1.) la arborele cotit şi transformă mişcarea alternativă de translaţie a pistonului în mişcare de rotaţie a arborelui cotit.

Tabelul 1.14

Principalele defecţiuni ale segmenţilor, cauze, consecinţe, posibilităţi de evitare şi remediere

Defecţiuni	Cauze	Consecinţe	Posibilităţi de evitare	Remedieri
Blocarea segmenţilor	— Deformarea pistonului — Execuţie incorectă a canalului — Depuneri de calamină, lacuri, particule metalice	— Reducerea compresiei — Consum exagerat de ulei etc.	— Execuţie, montare şi rodare corectă a pieselor — Evitarea formării depunerilor	— Se curăţă depunerile; — Segmenţii deformaţi se inloculesc, cît şi pistoanele deformate
Uzura exagerată a segmenţilor	— Material necorespunzător — Jocuri prea mici la montaj — Ungere defectuoasă	— Reducerea compresiei — Consum exagerat de ulei — Scăderea puterii etc.	— Verificarea atentă a calităţii materialului, execuţiei montării şi rodării — Calitate corespunzătoare a combustibilului şi uleiului	Înlocuirea segmenţilor
Ruperea segmenţilor	— Montare incorectă — Material necorespunzător	Idem, — Uzura accentuată a cilindrului	I d e m	I d e m
Observaţii: În condiţii normale mai mult se uzează primul segment de compresie. Şi în acest caz uzura poate fi redusă prin evitarea funcţionării motorului cu detonaţii, aprinderi secundare şi suprasarcini.				

Biela se compune din *piciorul bielei*, articulat cu bolţul, *capul bielei*, articulat cu manetonul arborelui cotit şi *corpul bielei* care face legătura cu piciorul şi capul bielei (fig. 1.67 a).

În timpul funcţionării, forţele datorate presiunii gazelor solicită biela la compresiune, flambaj şi încovoiere, iar forţele de inerţie ale pistonului solicită biela la întindere şi compresiune. Forţele proprii de inerţie ale bielei (axiale şi tangenţiale) solicită biela la întindere, compresiune şi încovoiere. Solicitarea pericu-

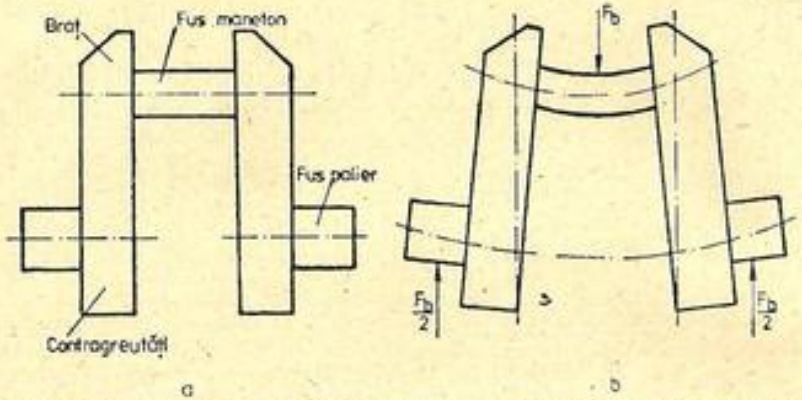


Fig. 1.68. Părțile componente ale arborelui cotit și deformarea acestuia sub acțiunea forțelor.

tuia (8—15% din masa motorului) și de prețul de fabricație (25... 30%) din prețul motorului.

În timpul funcționării, sub acțiunea forțelor F_b, datorită presiunii gazelor și a forțelor de inerție, în părțile componente ale arborelui cotit apar solicitări de întindere, compresiune, încovoiere și răsucire. Solicitările de încovoiere conduc la deformarea arborelui cotit (fig. 1.68 b), ceea ce compromite coaxialitatea fusurilor și cuzineților.

O rigiditate insuficientă a arborelui cotit, corelată cu uzura accentuată a lagărelor și un carter insuficient de rigid, poate provoca ruperea arborelui cotit prin încovoiere.

Solicitarea la oboseală a arborelui cotit, datorită caracterului variabil al forțelor, se accentuează foarte mult cînd jocurile de montaj nu sînt bine alese.

În cazul unor solicitări normale, durata de funcționare a arborelui cotit depinde în mare măsură de condițiile ungerii fusurilor. Deoarece presiunea pe periferia fusurilor este variabilă, în cursul unei rotații este necesar ca orificiul prin care pătrunde uleiul să fie plasat în acea parte a fusului în care presiunea medie pe ciclu este minimă.

Trecerea uleiului de la fusul palier la maneton se face prin orificiile de legătură 1, etanșate cu capacele 2 (fig. 1.69). Fusurile paliere se etanșează cu capace de metal moale 3, iar fusurile manetoane sînt libere, pentru a evita creșterea forței centrifuge (fig. 1.69 a).

La unele construcții de arbori cotiți forța centrifugă se folo-

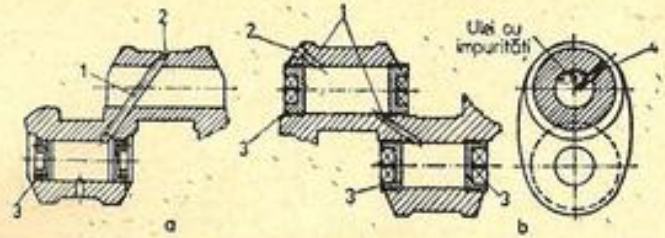


Fig. 1.69. Modul de dispunere a canalelor pentru trecerea uleiului de la fusul palier la fusul maneton.

sește pentru filtrarea parțială a uleiului. În acest caz, trebuie etanșate ambele fusuri cu capacele 3, (fig. 1.69 b) iar conducta 4 pătrunde în partea centrală a fusului, de unde preia uleiul fără impurități, acestea sedimentîndu-se la periferia părții interioare a fusului. Sînt și soluții mai perfecționate pentru separarea impurităților mecanice însă mai costisitoare.

Reducerea concentratorilor de tensiune este o altă problemă importantă care contribuie la mărirea duratei de funcționare a arborilor cotiți. În acest sens, racordarea fusurilor cu brațul, în cazul în care se respectă anumite reguli, contribuie la o reducere însemnată a tensiunilor (fig. 1.70). Prin mărirea razei de racordare

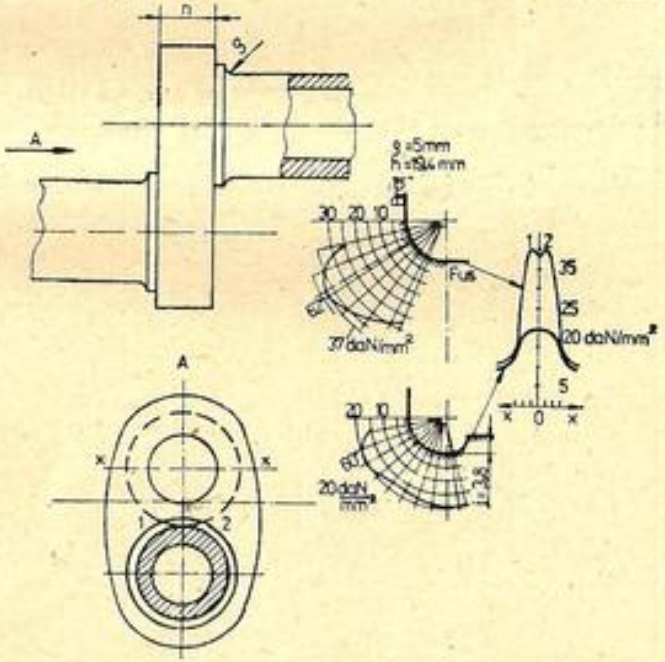


Fig. 1.70. Influența razei de racordare și a degajării asupra eforturilor unitare la un arbore cotit.

Tabelul 1.16

Principalele defecţiuni ale arborilor cotiţi, cauze, consecinţe, posibilităţi de evitare şi remediere

Defecţiuni	Cauze	Consecinţe	Posibilităţi de evitare	Posibilităţi de remediere
Uzura pronunţată a fusurilor şi cuzineţilor	— Calitatea necorespunzătoare a suprafeţelor fusurilor — Montaj greşit al arborelui, bielelor — Rigiditate insuficientă a arborelui sau blocului — Funcţionare indelungată în suprasarcină — Filtrare necorespunzătoare a uleiului şi infundarea orificiilor de ungere	— Funcţionare cu bătăi şi trepidaţii — Uzură rapidă şi a altor piese din ansamblu	— Evitarea cauzelor menţionate şi exploatarea raţională a motorului	Recondiţionarea fusurilor şi aplicarea unui tratament termic corespunzător, urmat de un rodaj adecvat
Lipsă de coaxialitate şi paralelism în timpul funcţionării	— Jocuri prea mari la montaj — Funcţionare neuniformă a cilindrilor (dozaj neuniform, forţe diferite etc.)	— Uzură rapidă a cuzineţilor — Dereglarea distribuţiei — Zgomote puternice	— Montaj şi rodaj corect — Reglarea optimă a mecanismelor auxiliare	Înlocuirea cuzineţilor, urmată de rodaj corect şi exploatare corespunzătoare
Ruperea arborilor cotiţi	— Solicitări anormale de încovoiere amplificate de necoaxialitate în urma uzării lagărelor sau a unei rigidităţi insuficiente a arborelui şi a blocului motor — Concentratori de tensiuni puternici — Oscilaţii pronunţate ale arborelui	Oprirea motorului şi avarierea altor piese	— Evitarea cauzelor	Înlocuirea arborelui cotit şi a pieselor deteriorate

ρ, tensiunile pe direcţia razelor de racordare şi pe lăţimea braţului (x—x) se reduc sensibil, acest avantaj este accentuat de racordarea cu degajarea j, care asigură o reducere a tensiunilor de circa două ori.

Cauzele, consecinţele şi posibilităţile de evitare şi remediere a unor defecţiuni la arborii cotiţi sînt redate în tabelul 1.16.

1.4.3. PĂRŢILE FIXE ALE MECANISMULUI MOTOR

Chiulasa asigură închiderea cilindrilor la partea superioară a acestora şi cuprinde camera de ardere (parţial sau integral la MAS şi MAC cu camere separate); locaşurile bujiilor sau injectoarelor; galeriile de admisie şi evacuare.

În timpul funcţionării, chiulasa este solicitată mecanic şi termic.

Solicitările mecanice ale chiulasei sînt provocate de forţa datorată presiunii gazelor F_g^* (v. fig. 1. 45) şi de strîngerea de montaj a chiulasei pe suprafaţa blocului cilindrilor, prin intermediul şuruburilor de strîngere.

Pentru reducerea solicitărilor mecanice ale chiulasei, prezintă mare importanţă asigurarea planeităţii de aşezare a chiulasei pe blocul cilindrilor.

La fel de importantă este şi montarea corectă a garniturii de chiulasă, cît şi modul şi ordinea de strîngere a piuliţelor, care se face de la centru spre extremităţi.

Solicitările termice ale chiulasei sînt cauzate de încălzirea inegală, datorită fluxului termic care o străbate.

Solicitarea termică maximă apare în zona (puntea) dintre supape. Din figura 1.71 se observă că temperatura în zona centrală a chiulasei (punctul 1) este mai ridicată decît în zona exterioară

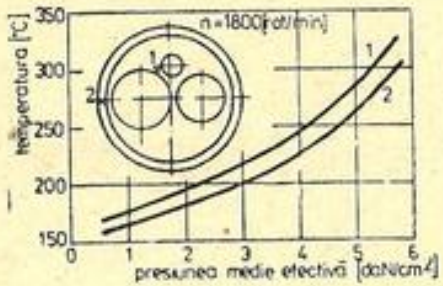


Fig. 1.71. Variaţia temperaturii unei chiulase în funcţie de presiunea medie efectivă.

Fig. 1.72. Fisurarea punţii dintre supape datorită tensiunilor termice.

(punctul 2). Cu cît diferenţele de temperatură sînt mai mari, apar deformaţii şi tensiuni mai mari, care uneori pot conduce la fisurarea punţii dintre supape (fig. 1.72).

Pentru reducerea solicitărilor termomecanice în exploatare trebuie luate următoarele măsuri: evitarea funcţionării motorului în regim de suprasarcină, menţinerea sistemelor de răcire şi ungere în perfectă stare, verificarea periodică a reglajelor şi corectarea lor.

Blocul cilindrilor constituie partea centrală a motorului, care reuneşte toţi cilindrii într-un subansamblu, care asigură condiţiile necesare pentru deplasarea pistonului în vederea producerii ciclurilor funcţionale. În general, *cilindrii* sînt construiţi sub forma unor piese separate, denumite *cămăşi de cilindru*, pentru a asigura o folosire raţională a materialului şi a uşura reparaţiile.

Cămăşile de cilindru pot fi de tip uscat şi umed (fig. 1.73). La cămăşile de tip umed este necesar să se prevadă un joc j = 0,05...0,15 mm pentru ca să se asigure strîngerea etanşă a chiulasei pe conturul cilindrilor.

Cămaşa de cilindru este solicitată mecanic de către forţele de strîngere a chiulasei, de forţa de presiune a gazelor şi de com-

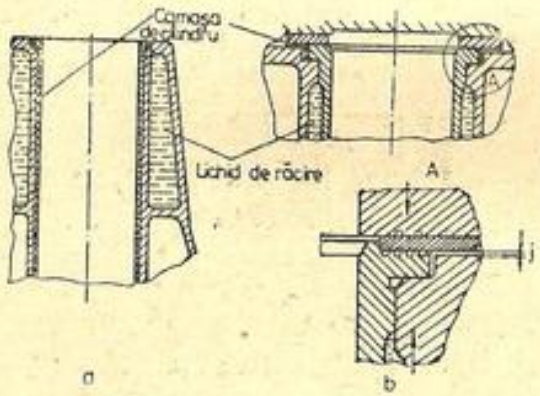


Fig. 1.73. Cămaşă de cilindru de tip uscat (a) şi modul de etanşare a cămăşilor de cilindru de tip umed (b).

ponenta normală a forţei transmise de piston. Solicitările termice care apar în cămaşa cilindrului se datoresc diferenţelor de temperatură care există între suprafaţa interioară încălzită şi suprafaţa exterioară răcită.

Din figura 1.74 se observă că diferenţa maximă de temperatură este în jurul *pms*, unde de fapt şi forţa normală F_N are valoare maximă.

Solicitările termomecanice trebuie să producă deformaţii minime ale cămăşilor de cilindru, pentru a se asigura condiţii normale de funcţionare segmenţilor şi pistonului.

Carterul. La motoarele de puteri mici şi mijlocii, jumătatea superioară a carterului face corp comun cu blocul cilindrilor (fig. 1.75). Această parte a carterului transmite şasiului o parte din forţele şi momentele produse de mecanismul motor, ca atare, se impune o construcţie rigidă şi în acelaşi timp uşoară.

Partea superioară a carterului, la motoarele de puteri mici şi mijlocii, cuprinde lagărele pentru arborele cotit şi arborele cu came (nedemontabile). Lagărele arborelui cotit sînt, în general, demontabile, jumătatea superioară se asamblează cu jumătatea inferioară prin şuruburi. Planul de separare al lagărelor este dispus în planul de separare al carterului sau deasupra acestui plan, pentru a mări rigiditatea.

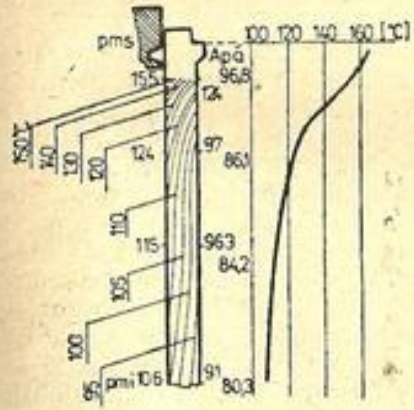


Fig. 1.74. Variaţia temperaturii într-o cămaşă de cilindru.

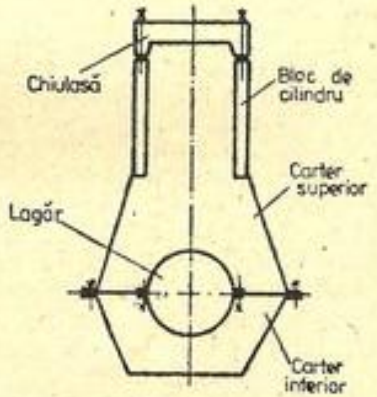


Fig. 1.75. Schema de principiu a unui motor cu carter avînd planul de separare în axa paliercelor arborelui cotit.

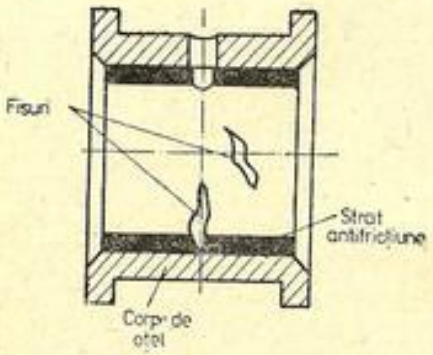


Fig. 1.76. Modul de apariție a fisurilor pe suprafața antifricțiune a unui cuzinet.

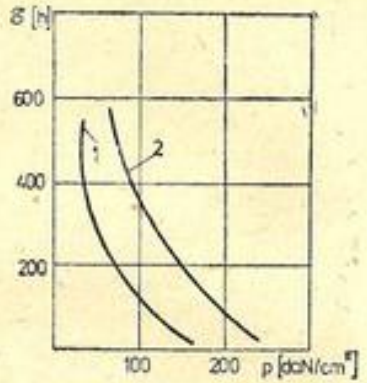


Fig. 1.77. Variația duratei de serviciu în funcție de presiunea care acționează pe cuzineți:

1 — bronzuri pe bază de Sn; 2 — bronzuri pe bază de Pb.

Cuzineții lagărelor sînt formați de asemenea din două părți semicilindrice, confecționate dintr-un corp de oțel pe care se aplică unul sau două straturi antifricțiune. Cuzineții se montează cu strîngere, la un diametru al fusului de 60 ... 100 mm în cartere din fontă. Cînd carterul este din aliaj de aluminiu, strîngerea este mai mare, pentru a ține seama de dilatarea mai pronunțată și a evita astfel distrugerea cuzineților.

În timpul funcționării, cuzineții sînt solicitați la oboseală, datorită variației presiunii din pelicula de ulei, precum și datorită abaterilor de coaxialitate a lagărelor. Solicitarea de oboseală se manifestă prin apariția unor fisuri la suprafața aliajului antifricțiune, care se propagă în adîncime pînă la corpul de oțel (fig. 1.76).

Aliajele antifricțiune, care posedă o rezistență superioară la oboseală, sînt aliajele pe bază de plumb (Pb) (fig. 1.77), care au o durată de funcționare τ mai mare decît aliajele pe bază de staniu (Sn). Aliajele pe bază de plumb prezintă însă unele dezavantaje: rodaj dificil al fusurilor arborelui cotit (rizare) și o rezistență redusă la coroziune. O comportare bună au aliajele antifricțiune pe bază de aluminiu, care asigură o înaltă rezistență la oboseală, însă astfel de cuzineți presupun o rigidizare superioară a reazemelor și ulei fără impurități.

Durabilitatea aproximativă a cuzineților utilizați la automobile este de 2000 ... 3000 ore, iar la autocamioane și tractoare de 3000 ... 4000 ore.

1.5. FUNCȚIONAREA SISTEMELOR ȘI INSTALAȚIILOR AUXILIARE ALE MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE

1.5.1. SISTEMUL DE DISTRIBUȚIE A GAZELOR

Sistemul de distribuție a gazelor trebuie să asigure desfășurarea optimă a proceselor de schimbare a gazelor. Un sistem de distribuție este eficient atunci cînd permite evacuarea cît mai completă a gazelor arse din cilindrii motorului și asigură umplerea cît mai deplină a cilindrilor cu fluid motor proaspăt, astfel încît coeficientul de umplere η_u să tindă spre unitate (v. subcap. 1.2.2).

În cadrul sistemului de distribuție a gazelor intră colectoarele de admisie și evacuare, precum și mecanismul propriu-zis de distribuție a gazelor, care comandă deschiderea și închiderea periodică a orificiilor de admisie și evacuare.

După tipul organului care controlează orificiile sau luminile de admisie și evacuare, se deosebesc: distribuția prin supape; distribuția prin sertare (se aplică la unele motoare de cursă cu turație foarte ridicată) și distribuția prin lumini, specifică motoarelor în doi timpi (la unele motoare în doi timpi se utilizează și distribuția mixtă prin lumini și supape).

Distribuția prin supape, caracteristică motoarelor în patru timpi, se compune din *supape*, care obturează orificiile de admisie și evacuare; *arcuri*, care mențin supapele pe scaune, *arborele de distribuție* (cu came), care acționează supapele și *mecanismul de transmitere a mișcării* de la arborele cotit la arborele cu came. Cînd arborele cu came nu acționează direct supapele (fig. 1.78), mecanismul de distribuție mai cuprinde: *tije împingătoare*, *tacheți* și *culbutori*. De fapt, acest sistem este cel mai des utilizat la motoarele de autovehicule moderne.

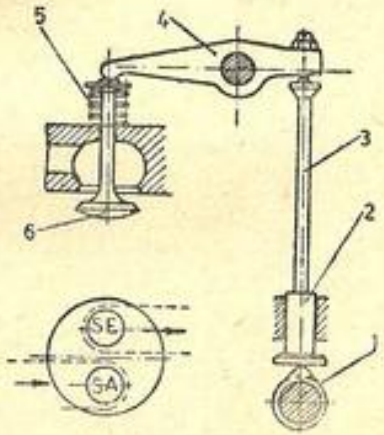


Fig. 1.78. Schema mecanismului de distribuție pentru un motor în patru timpi:

1 — arbore cu came; 2 — tachet; 3 — tija împingătoare; 4 — culbutor; 5 — arc; 6 — supapă.

Supapele sînt piesele cele mai solicitate ale sistemului de distribuție. Solicitările mecanice ale unei supape sînt datorate forței de pre-

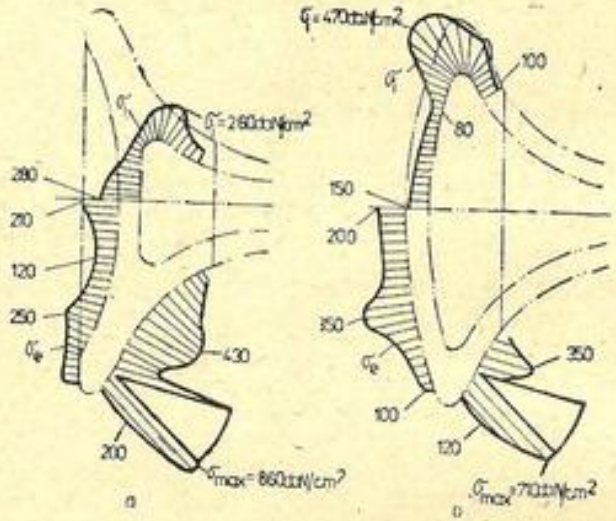


Fig. 1.79. Repartiția eforturilor unitare în fibra exterioară (σ_e) și fibra interioară (σ_i) a talerului supapei: a — taler în formă de lalea (supapă de admisie); b — taler bombat (supapă de evacuare).

siune a gazelor și tensiunii arcului, care produc tensiuni (eforturi unitare) neuniform repartizate pe talerul supapelor (fig. 1.79), cît și o solicitare dinamică, de șoc, la așezarea supapei pe scaun.

Solicitările termice sînt mai pronunțate la supapele de evacuare (fig. 1.80-b), a căror temperatură medie atinge 700—800°C, față de 300—400°C la supapele de admisie (fig. 1.80-a).

În timpul funcționării la supapele de evacuare, din cauza solicitărilor termice ridicate, pot apare o serie de defecțiuni: reducerea considerabilă a rezistenței mecanice și a durității materialului (chiar pentru oțeluri speciale refractare), tendința de gripaj a tijei în bucșa de ghidare, deformarea talerului, uzură corozivă intensă. Evitarea acestor defecțiuni presupune o răcire intensă și asigurarea unei ungeri abundente a tijei supapei.

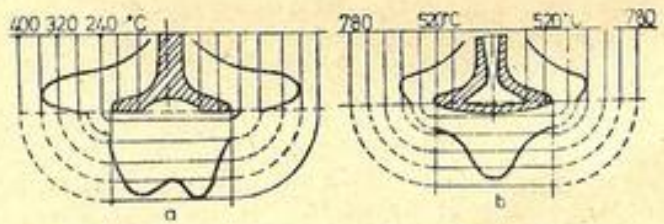


Fig. 1.80. Repartiția temperaturii pe talerul unei supape: a — supapă de admisie; b — supapă de evacuare.

Arcurile supapelor trebuie să asigure închiderea etanșă a supapelor pe scaunele lor și să preia forțele de inerție ale supapelor. Închiderea neetanșă a supapelor, în cazul unor arcuri slabe, poate provoca curgerea gazelor și arderea fețetei talerelor. Frecvența mare a acțiunii arcurilor (care apare la accelerări exagerate) provoacă oboseala materialului, pierderea elasticității acestuia și chiar ruperea.

Arborii de distribuție (cu came) au rolul de a comanda mișcarea supapelor. Înălțimea și profilul camelor sînt determinate pentru asigurarea momentelor optime de deschidere și închidere a supapelor, precum și a secțiunii necesare pentru curgerea fluidului motor. Profilul camei trebuie să asigure o deplasare fără șocuri a supapei la o deschidere și închidere rapidă a acesteia, condiții impuse de o umplere cît mai completă a cilindrilor.

Culbutoarele servesc pentru acționarea supapelor. Un capăt al culbutorului se execută sferic sau cu o rolă, iar celălalt capăt are un șurub pentru reglarea jocului.

Tacheții servesc la preluarea mișcării de la arborele cu came și transmiterea acesteia la supape. La unele motoare se utilizează tacheți hidraulici, care asigură eliminarea automată a jocului din mecanismul cu supape, asigurînd o funcționare fără zgomot, nefiind necesară reglarea lor în exploatare.

În figura 1.81 este redat sistemul de distribuție al motorului ARO L-25, iar în figura 1.82 pentru motorul D—103 și D—110.

Jocul termic din mecanismul de distribuție cu supape, j_t (vezi fig. 1.81), are rolul de a asigura dilatarea liberă a pieselor componente. Jocul termic este cuprins între 0,05 . . . 0,5 mm, fiind mai mare la supapa de evacuare.

Jocurile termice se stabilesc de uzinele constructoare, pe cale experimentală. Ele se măresc în exploatare, ca urmare a uzurii pieselor de distribuție, de aceea este necesară verificarea și reglarea periodică a jocurilor.

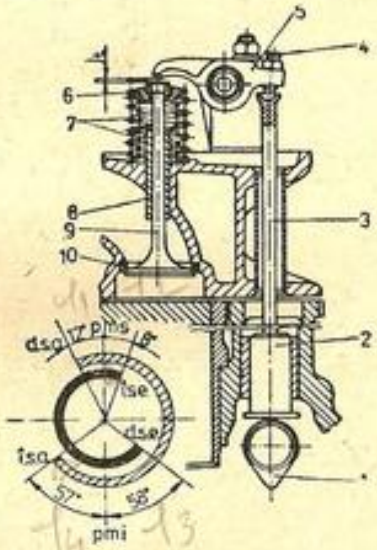


Fig. 1.81. Sistemul de distribuție al gazelor pentru motorul ARO L-25: 1 — arbore de distribuție (cu came); 2 — tachet; 3 — tijă împingătoare; 4 — șurub de reglare; 5 — culbutor; 6 — disc cu manșon conic; 7 — arcuri; 8 — bucșă de ghidare; 9 — supapă; 10 — scaunul supapei.

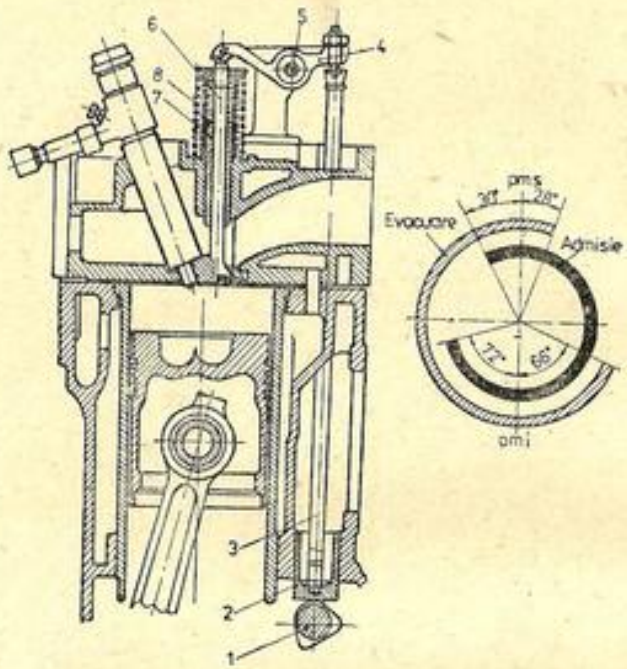


Fig. 1.82. Sistemul de distribuţie a gazelor pentru motorul D–103 şi D–110:

1 — arbore de distribuţie; 2 — tachet; 3 — tijă împingătoare; 4 — culbutor; 5 — axă culbutorului; 6 — supapă; 7 — bucşă de ghidare; 8 — arcuri.

O importanţă deosebită din punctul de vedere al perfecţiunii evacuării şi umplerii, îl prezintă *timpul-secţiune* (cronosecţiunea), necesar evacuării gazelor şi admisiei fluidului motor proaspăt.

Volumul total de gaze V_g ce trece de exemplu în perioada deschiderii supapei de evacuare în intervalul de timp $\tau_4 - \tau_3$ este:

$$V_g = w_m \int_{\tau_3}^{\tau_4} A_{se}\, d\tau, \qquad (1.42)$$

în care $\int_{\tau_3}^{\tau_4} A_{se}\, d\tau$ reprezintă timpul-secţiune necesar evacuării.

Deoarece $A_{se} = k \cdot \pi \cdot d s_\varphi$; $\varphi = \frac{\pi n \tau}{30}$; $d\tau = \frac{30}{\pi \cdot n} d\varphi$, rezultă

$$\int_{\tau_3}^{\tau_4} A_{se}\, d\tau = \frac{30kd}{n} \int_{\varphi_3}^{\varphi_4} s_\varphi\, d\varphi, \qquad (1.43)$$

în care k este numărul supapelor de evacuare; d — diametrul cercului mediu al suprafeţei de contact a supapei cu scaunul; n — turaţia motorului; s_φ — cursa supapei în momentul dat; φ_3 şi φ_4 — unghiurile de rotaţie ale arborelui cotit, din momentul deschiderii respectiv închiderii supapei.

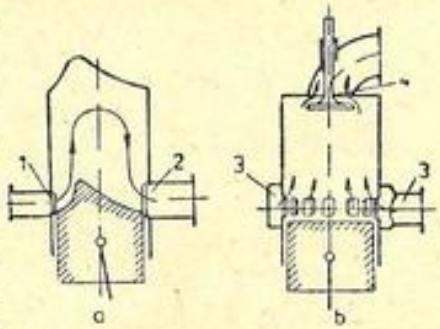


Fig. 1.83. Scheme de distribuţie a gazelor la motoarele în doi timpi:

1,3 — lumini de baleiaj (admisie); 2 — lumini de evacuare; 4 — supapă de evacuare.

Se observă că o evacuare cît mai completă a gazelor din cilindru presupune respectarea cursei supapei (limitarea uzurii camelor) şi respectarea unghiurilor optime de avans φ_3 şi întîrziere φ_4 la deschiderea şi închiderea supapelor de evacuare.

Distribuţia gazelor la motoarele în doi timpi. La motoarele în doi timpi, distribuţia (schimbarea) gazelor poate fi comandată de către piston (fig. 1.83 a) sau de piston şi supapă (fig. 1.83 b).

Sistemul cu baleiaj în contracurent în general se utilizează la motoare lente, deoarece aceste sisteme la turaţii ridicate conduc la pierderi importante de fluid motor proaspăt, neasigurînd un baleiaj eficient. Sistemele cu baleiaj în echicurent se adoptă la motoarele rapide.

Sistemele de distribuţie în contracurent (prin lumini) au însă marele avantaj că sînt simple şi uşor de exploatat, deziderate care uneori fac să se aplice şi la motoare mai rapide (de autoturisme).

1.5.2. FUNCŢIONAREA INSTALAŢIILOR DE ALIMENTARE CU AER ŞI COMBUSTIBIL

1.5.2.1. *FILTRE DE AER ŞI COMBUSTIBIL*

Prezenţa impurităţilor impune filtrarea aerului şi combustibilului în scopul asigurării condiţiilor funcţionale pentru instalaţiile de alimentare şi pentru reducerea uzurii mecanismului motor.

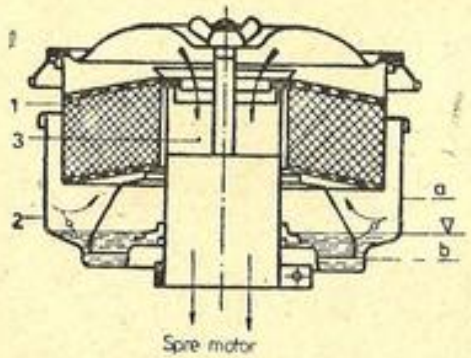


Fig. 1.84. Filtru de aer combinat:
1 — element de filtrare; 2 — baie de ulei; 3 — racord central.

Filtrele de aer asigură reţinerea impurităţilor prin elemente filtrante de hîrtie (Dacia — 1100; Dacia — 1300 etc.); sau prin efecte combinate în două sau trei trepte (ciclon — treapta primară; element filtrant din hîrtie sau element filtrant umed).

În figura 1.84 este redat un filtru combinat cu baie de ulei şi element filtrant confecţionat din ţesătură metalică. Pe acest principiu se bazează filtrele de la motoarele autocamioanelor DAC şi ROMAN, cît şi de la tractoarele româneşti.

La aceste filtre o mare importanţă prezintă asigurarea unui nivel optim al uleiului. La un nivel prea mic (b) eficienţa filtrării umede se reduce, iar la un nivel prea mare (a) se antrenează ulei împreună cu aerul.

Filtrele de combustibil sînt mai simple la MAS, unde se folosesc de obicei decantoare. La MAC, deoarece decantarea este mai puţin eficientă, din cauza vîscozităţii mai mari a motorinei comparativ cu benzina, cît şi din necesitatea unei filtrări superioare (condiţie impusă de funcţionarea ireproşabilă a pompelor de injecţie şi injectoarelor) se utilizează adesea două filtre legate în serie, un *filtru brut* şi un *filtru fin*.

Filtrul brut este indicat să fie montat înaintea pompei de alimentare a pompei de injecţie, fiind destinat reţinerii particulelor de dimensiuni mari 50 ... 150 μm. Filtrul fin reţine impurităţi cu dimensiuni de 2 ... 2,5 μm. Filtrele fine este util să fie prevăzute cu supape de siguranţă reglabile care în cazul unor supraţiuni în conducta de alimentare, să dirijeze surplusul de combustibil spre rezervor.

Cînd cele două filtre se montează alăturat, formează o baterie de filtrare. Acesta este cazul la motoarele autocamioanelor DAC şi ROMAN-DIESEL, cît şi la majoritatea motoarelor de tractor. În exploatare trebuie avut în considerare, la pornirea MAC, că, din cauza aerului existent în filtre, pornirea se face dificil, iar funcţionarea este neuniformă, ceea ce presupune verificarea prealabilă şi îndepărtarea aerului.

1.5.2.2. *ALIMENTAREA CU COMBUSTIBIL A MAS*

La MAS amestecul se poate forma prin carburaţie sau prin injecţie.

În primul caz, instalaţia de alimentare este formată din: rezervor de combustibil, decantor, pompă de benzină, carburator, iar în cazul al doilea: rezervor de combustibil, filtru de combustibil, pompă de injecţie, injectoare şi dispozitive de comandă electronice.

a. INSTALAŢII DE ALIMENTARE PRIN CARBURAŢIE

Schema principială a instalaţiei de alimentare prin carburaţie este redată în figura 1.85.

În cadrul acestei instalaţii rolul principal îl are *carburatorul*, care trebuie să asigure formarea amestecului combustibil-aer (dozajul) la toate regimurile de funcţionare a motorului.

Modul de funcţionare a carburatorului se exemplifică pentru un carburator de tip Weber, şi anume pentru carburatorul W—207 care echipează motoarele autoturismelor de teren ARO. O funcţionare asemănătoare, are şi carburatorul W—211 care echipează motoarele SR—211, cît şi alte carburatoare.

Din punct de vedere funcţional se deosebesc următoarele părţi principale ale carburatorului: dispozitivul pentru asigurarea nivelului constant al combustibilului, dispozitivul de mers în sarcină normală; dispozitivul de mers în gol şi sarcini mici; dispozitivul (pompa) de acceleraţie şi dispozitivul de pornire.

Dispozitivul pentru asigurarea nivelului constant (fig. 1.86) are rolul de a regla debitul de combustibil astfel încît nivelul de consum să rămînă constant. În

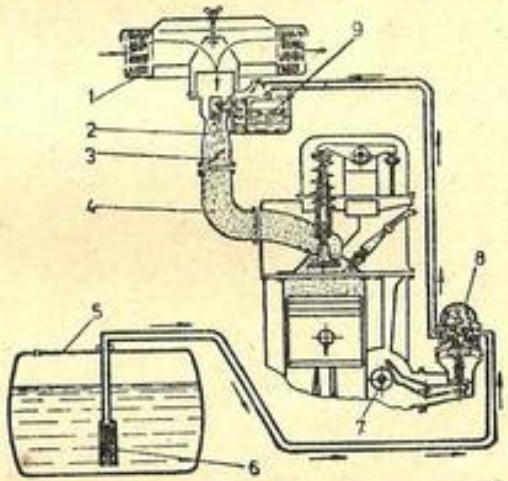


Fig. 1.85. Schema unei instalaţii de alimentare cu carburator:
1 — filtru de aer; 2 — camera de amestec; 3 — obturator (clapetă de acceleraţie); 4 — colector; 5 — rezervor de combustibil; 6 — sorb; 7 — cămă; 8 — pompă de benzină; 9 — carburator.

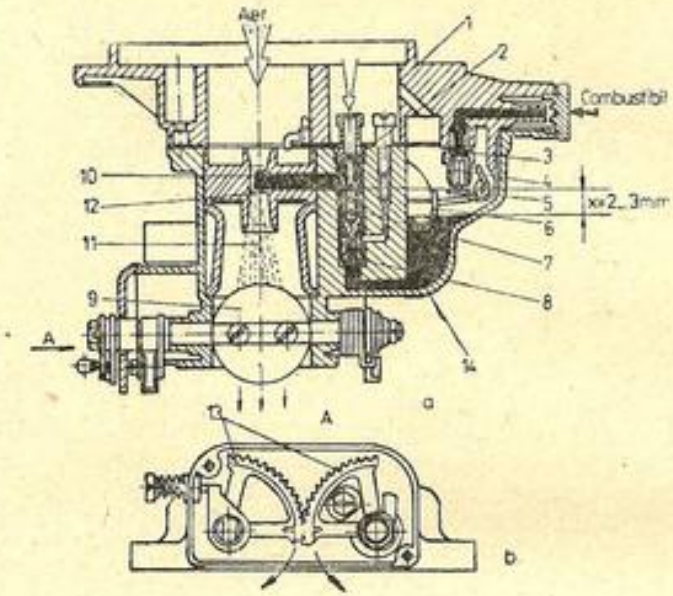


Fig. 1.86. Carburatorul la funcționarea în sarcină normală.

acest sens, pe canalul de intrare a benzinei practicat în corpul 1, se află cuiul ventil 4 care, prin așezare pe scaunul 3, obturează intrarea combustibilului în camera de nivel constant 14. Cuiul ventil este comandat de plutitorul 6, prin pîrghia 5, a cărui poziție depinde de nivelul combustibilului. O funcționare optimă a carburatorului se asigură atunci cînd cuiul ventil asigură o etanșare perfectă, iar nivelul combustibilului în camera de nivel constant este astfel ales, încît cu motorul oprit, distanța x = 2...3 mm. (Distanța x este indicată în notița tehnică a fiecărui carburator).

Dispozitivul de mers în sarcină normală, sau dispozitivul principal de dozare, asigură o sărăcire treptată a amestecului, odată cu creșterea depresiunii în carburator (creșterea sarcinii prin deschiderea clapetei de accelerație 9), ceea ce conduce la o funcționare economică a motorului (v. fig. 1.86-a). Acest dispozitiv cuprinde canalul de legătură între camera de nivel constant și jiclorul principal 8, jiclorul de aer 2 și pulverizatorul 10 care face legătura între tubul emulsor 7 și difuzorul mic 12.

Funcționarea dispozitivului principal are loc datorită depresiunii create în cursa de admisie a pistonului, cînd în difuzor se creează o depresiune suficient de mare care antrenează combustibilul din camera de nivel constant, prin jiclorul principal 8, tubul emulsor 7, unde se amestecă cu aerul dozat de jiclorul 2, apoi prin pulverizatorul 10, în difuzorul mic 12 și difuzorul mare 11 și mai departe spre cilindri, în funcție de ordinea de funcționare a acestora. Amestecul carburant se reglează prin clapetele de accelerație 9, acționate de un dispozitiv de sincronizare a deschiderii 13 (fig. 1.86 b).

Dispozitivul principal funcționează la toate regimurile, cu excepția celor de mers în gol și încet.

Dispozitivul de mers în gol și încet (fig. 1.87) asigură funcționarea stabilă a motorului la turații joase. Benzina din tuburile 8 și emulsoarele 4 ajunge în emulsoarele exterioare 5, unde se amestecă cu aerul ce vine prin jicloarele de aer 7, după care ajunge la orificiile 1, de unde amestecul este preluat de aerul ce trece cu viteză mare pe lîngă clapetele de accelerație 9.

Șuruburile de reglare 2 permit reglarea amestecului carburant asigurat de jiclorul de mers încet 6, astfel ca motorul să funcționeze normal la turația de ralanti (700...800 rot/min impusă pentru a evita poluarea cu CO). La deschiderea parțială a clapetelor de accelerație, amestecul intră și prin orificiile 3, asigurîndu-se o creștere uniformă a turației motorului, de la regimul de mers în gol, spre regimul sarcinilor mici.

Dispozitivul (pompa) de accelerație. Prezența orificiilor 1 și 3 (vezi fig. 1.87) eficientă la sarcini mici devine ineficientă la sarcini mai mari, fiind necesară în acest caz o pompă de accelerație (de repriză), care să injecteze, suplimentar, o doză de combustibil în timpul deschiderii rapide a clapetei

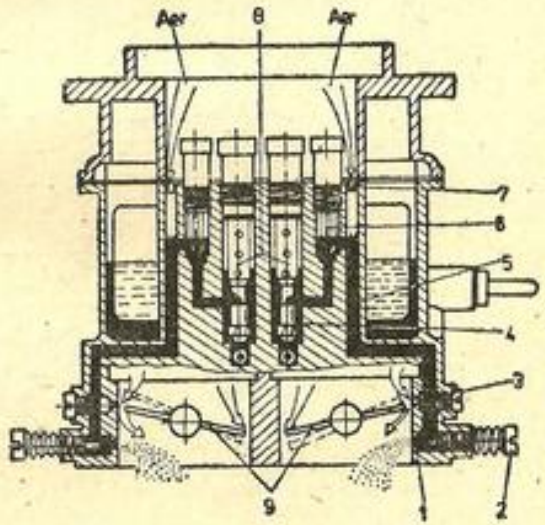


Fig. 1.87. Carburatorul la mersul în gol și încet.

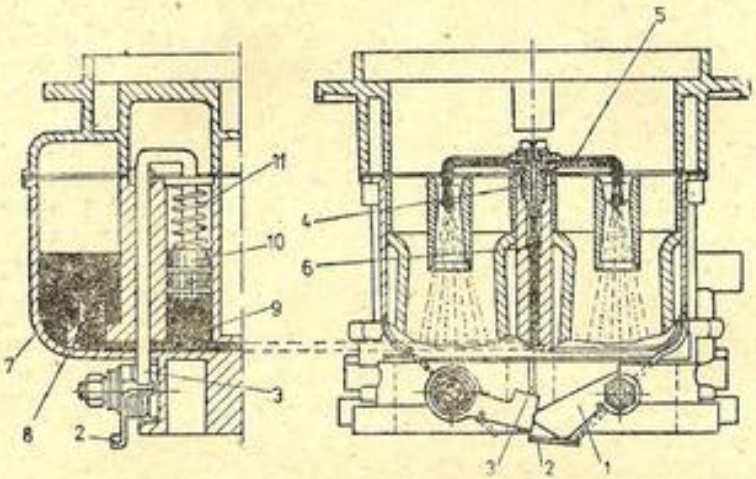


Fig. 1.88. Carburatorul în regim de accelerație.

de accelerație. În figura 1.88 este redată funcționarea carburatorului W—207 în regim de accelerație. La deschiderea clapetelor de accelerație, pîrghia 1 împinge pîrghia 2 și eliberează tija 3. Pistonul 10, prin arcul 11, este readus în poziția de jos, împingînd combustibilul prin conducta 9 și supapa de refulare 8 spre orificiile calibrate 4 prin supapa cu bilă 6 și pulverizatorul 5 care-l dirijează în difuzorul carburatorului, compensînd sărăcirea amestecului. La ridicarea pistonului 10, combustibilul intră din camera de nivel constant 7, prin supapa 8 în spațiul de sub piston, fiind pregătit pentru o nouă accelerare.

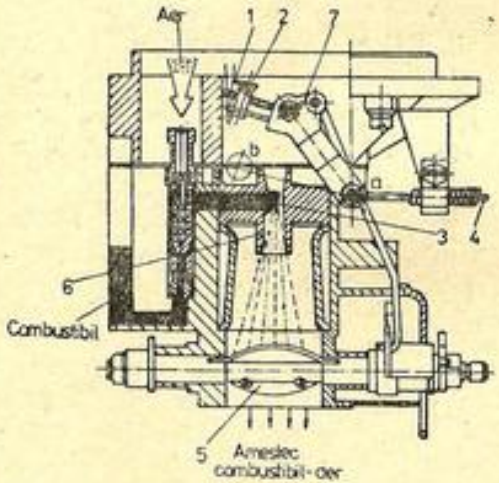


Fig. 1.89. Carburatorul în regim de pornire.

Dispozitivul de pornire (fig. 1.89) funcționează în cazul în care clapeta de pornire 1 și clapeta de accelerație 5 sînt închise. În acest caz, în difuzorul 6 se creează o depresiune suficientă care asigură intrarea combustibilului în pulverizatorul 3. Se formează astfel un amestec bogat care permite o pornire imediată a motorului. După pornire, depresiunea crește și deschide supapa 2, iar accesul aerului are ca urmare sărăcirea parțială a amestecului.

În timpul încălzirii motorului, clapeta de pornire se deschide (fiind comandată manual de către conducător prin tija 4 și pîrghia 7, ajungînd din poziția a în poziția b).

Dispozitivele prezentate intră în funcțiune succesiv, în funcție de poziția clapetelor de pornire și accelerație, care sînt comandate de către conducător.

Din figura 1.90 se poate urmări variația puterii, consumului specific de combustibil și amestecului de combustibil-aer (dozajul) pentru deschiderea completă a clapetei de accelerație (la sarcină maximă). Se observă că motorul funcționează cu dozaj bogat, ceea ce conduce la un consum sporit de combustibil, comparativ cu funcționarea motorului la sarcini parțiale (fig. 1.91).

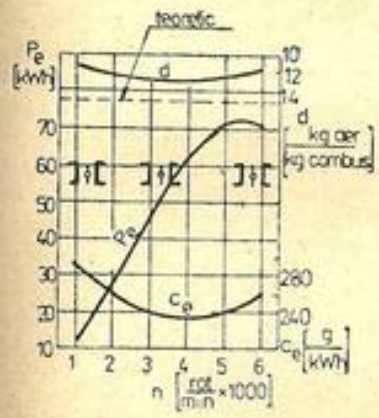


Fig. 1.90. Variația puterii efective, a consumului specific de combustibil și a dozajului în funcție de turație, la sarcină maximă.

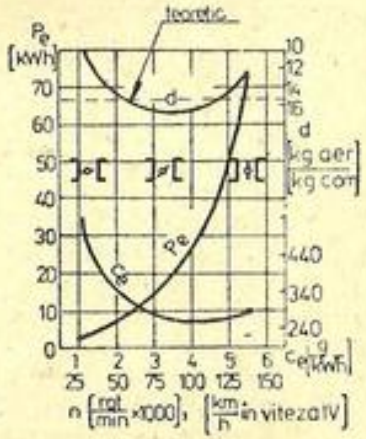


Fig. 1.91. Variația puterii efective a consumului specific efectiv de combustibil și a dozajului în funcție de turație și viteza de deplasare în treapta a IV-a, la sarcini parțiale

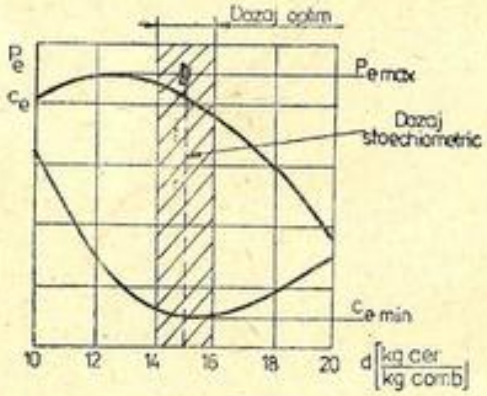


Fig. 1.92. Influenţa dozajului asupra puterii efective şi consumului specific efectiv de combustibil.

Un carburator trebuie deci astfel reglat, încît să asigure dozaje corespunzătoare pentru toate regimurile de funcţionare ale motorului. Regimurile de pornire şi sarcină maximă presupun dozaje bogate, fiind regimuri neeconomice, dar necesare.

Funcţionarea motorului cu dozaje apropiate de dozajul stoechiometric (la 1 kg benzină teoretic este necesar 14,6 kg aer pentru ardere perfectă) conduce la economii importante de combustibil (fig. 1.92).

b. INSTALAŢII DE ALIMENTARE PRIN INJECŢIE DE BENZINĂ

Utilizarea sistemelor de injecţie în locul carburatoarelor conduce la o economie de combustibil de 10 ... 15%, în aceleaşi condiţii de trafic. În acest caz, prin faptul că fiecare cilindru este prevăzut cu injector (plasat fie direct în cilindru, fie în spatele supapei de admisie), se asigură o distribuţie mai bună a combustibilului. Prin injecţia combustibilului se obţin şi alte avantaje: puterea maximă a motorului creşte cu pînă la 20%, datorită eliminării rezistenţelor de curgere ale carburatorului, se reduc emisiile poluate; flexibilitate mai mare a motorului la trecerea de la un regim la altul; posibilitatea utilizării unor benzine cu cifră octanică mai redusă; eliminarea givrării (depunerii vaporilor de apă din aer, sub formă de gheaţă).

Sistemele perfecţionate de injecţie a benzinei, prezintă mare precizie şi siguranţă în funcţionare, datorită construcţiei lor relativ simple şi comenzilor electronice de care pot dispune.

La astfel de sisteme de injecţie nu mai sînt necesare complicatele pompe de injecţie cu pistonaşe şi regulatoare mecanice etc., acestea fiind înlocuite cu pompe acţionate electric, cu mult mai simple, care livrează combustibilul sub presiune.

Injectoarele cu arc, de asemenea, sînt înlocuite cu injectoare la care acul obturator face corp comun cu un indus magnetic,

uşor de comandat, care conferă siguranţă şi rapiditate în funcţionare.

În figura 1.93 se prezintă schema principială a unei instalaţii de injecţie cu comandă electronică, similară cu instalaţia JETRONIC de fabricaţie BOSCH, ce echipează automobilele CITROEN D S 23.

Combustibilul din rezervorul 1 este trecut prin filtrul 2 de către pompa electrică 3. Presiunea se menţine constantă prin intermediul regulatorului de presiune 4. Injectorul cu solenoid 5, al cărui ac se ridică la trecerea curentului prin bobină, permite injectarea combustibilului în cilindri, pe lîngă supapa 6, în funcţie de ordinea de funcţionare. Începutul şi durata deschiderii injectoarelor este comandată prin impulsuri produse de calculatorul electronic 8. Acesta execută comanda pe baza a două informaţii principale. O primă informaţie este primită de la distribuitorul 10, care este antrenat de la arborele cu came al mecanismului de distribuţie a gazelor, corelat cu mecanismul motor. A doua infor-

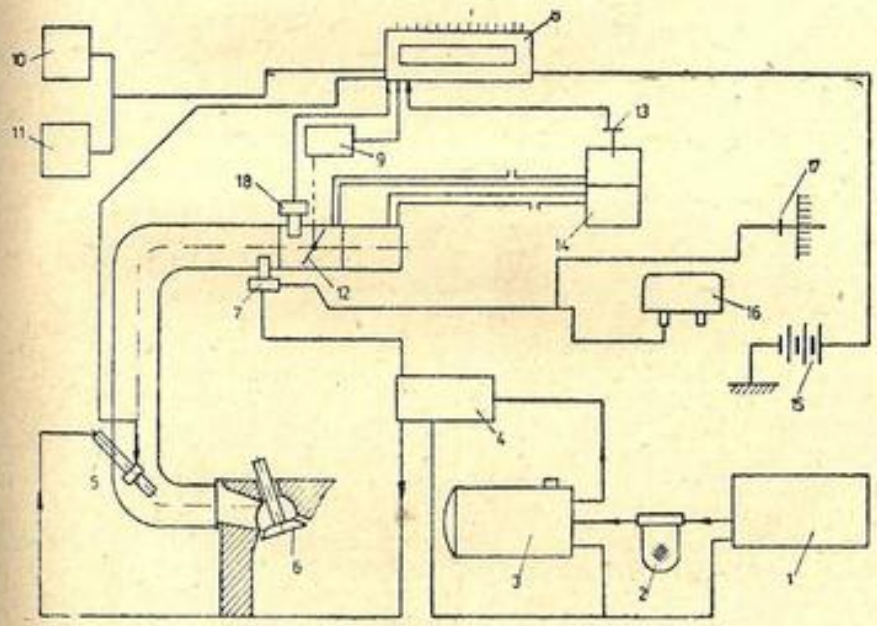


Fig. 1.93. Schema unei instalaţii de injecţie cu comandă electronică pentru MAS.

mație principală este primită de la sonda de presiune 11, care transformă indicațiile presiunii absolute existente în colectorul de admisie, în semnal electric.

Cantitatea de aer necesară formării amestecului este reglată prin clapeta 12, comandată prin contactorul 9 de la clapeta de accelerație.

Diferitele regimuri de funcționare ale motorului se asigură prin traductoare care furnizează informații calculatorului.

Astfel, pentru pornirea la rece, un injector special 7 pus în legătură cu releul de impulsuri 16 și termocontactul 17 injectează o doză de combustibil în colectorul de admisie, compoziția amestecului (dozajul bogat) fiind comandată de către traductorul de temperatură 13, plasat în circuitul de apă și care comandă sistemul 14 de aer adițional pentru mersul în gol și încet. Contactorul 9 indică calculatorului poziția clapetei 12 pentru funcționarea la repriză, care apoi comandă durata deschiderii injectoarelor 5. Amestecul pentru realizarea puterii maxime este asigurat de către contactorul de sarcină plină 18, care informează calculatorul, iar acesta comandă realizarea regimului respectiv prin mărirea debitului de combustibil la injectoare.

Aplicarea injecției de benzină la motorul M—207 care echipează autoturismul de teren ARO [3], a condus la obținerea unor rezultate favorabile. Pe lîngă avantajele legate de sporirea puterii momentului motor și reducerea consumului de combustibil, apare și o funcționare cu emisii poluante mai reduse (conținutul de CO în gazele evacuate se reduce de circa trei ori față de sistemul cu carburator).

1.5.2.3. ALIMENTAREA CU COMBUSTIBIL A MAC

La motoarele de automobile și tractoare utilizarea cea mai largă o au instalațiile cu pompe de injecție cu elemenți în linie (montate pe motoarele D—110, D—105 etc.) și instalațiile cu pompe de injecție cu distribuitor rotativ (montate pe motoarele D—115; D—121 etc.).

Schema unei instalații cu pompă de injecție cu elemenți în linie 4 este redată în figura 1.94, fiind compusă din rezervorul de combustibil 1, pompa de alimentare 2, bateria de filtre 3, injectoarele 5, regulatorul centrifugal 6 și pompa de amorsare 7.

O instalație cu pompă de injecție cu distribuitor rotativ (fig. 1.95), se compune din rezervorul 1, pompa de alimentare 2, filtrul 3, pompa de transfer 4, care ridică presiunea combustibilu-

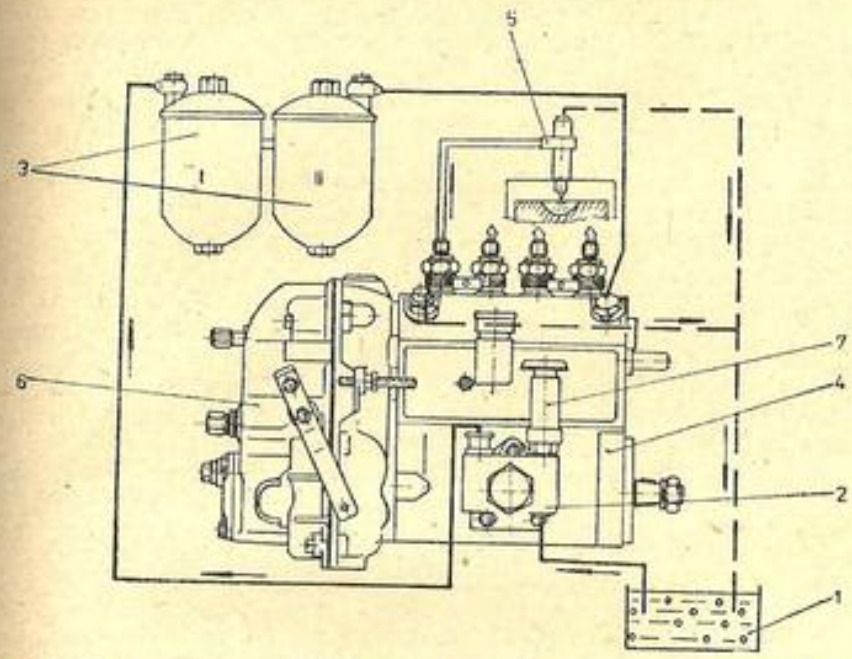


Fig. 1.94. Schema unei instalații de alimentare cu pompă de injecție cu elemenți în linie.

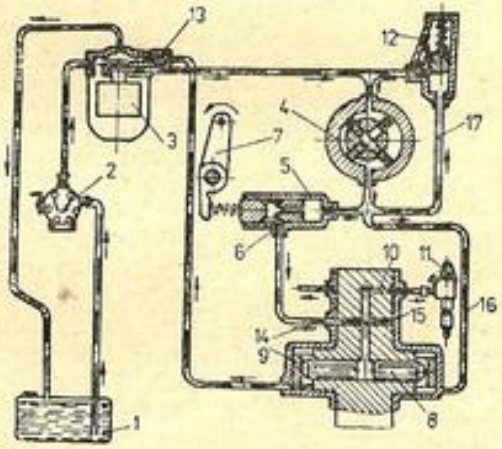


Fig. 1.95. Schema unei instalații de alimentare cu pompă de injecție cu distribuitor rotativ.

lui, pînă la așa-numita presiune de transfer. Cu această presiune combustibilul trece la supapa de dozare 5, care controlează trecerea combustibilului prin orificiul de dozare 6. Secțiunea orificiului de dozare este controlată prin rotirea supapei de către un sistem de pîrghii care primesc mișcarea de la maneta de accelerație 7 și de la regulator.

Pistonașele plonjoare 8, în contact cu cama 9, montate în carcasa 15 asigură cursa de injecție, combustibilul fiind astfel obligat să treacă prin orificiul de distribuție 10 la injectorul 11.

Numărul canalelor 14 și 10 este egal cu numărul cilindrilor motorului deservit de pompă, canalele fiind uniform distribuite în jurul axei de rotație. Pompa de transfer asigură debit de combustibil și prin conducta 16, în spațiul din spatele pistonașelor, acționîndu-le la o presiune reglată de supapa 13, cît și prin conducta 17, într-un circuit de retur, în care supapa 12 menține cvasiconstantă presiunea de refulare a pompei de transfer.

Deoarece pompele de injecție, injectoarele și regulatoarele de turație sînt părțile cele mai importante ale instalațiilor de alimentare cu combustibil specifice MAC, se vor prezenta cîteva particularități funcționale ale acestora.

a) ANALIZA FUNCȚIONALĂ A POMPELOR DE INJECȚIE

Pompele de injecție cu elemenți în linie, deși sînt de obicei constituite din mai mulți elemenți (egal cu numărul cilindrilor motorului), principiul de funcționare poate fi urmărit pentru un singur element (fig. 1.96). Acesta se compune din cilindrul 7, în interiorul căruia se deplasează pistonul-sertar (plonjor) 10, acționat într-un sens de cama 19, iar în alt sens de arcul 14.

Cursa de refulare a pistonului este formată din trei perioade distincte (fig. 1.96 c). În prima perioadă orificiile din cilindru sînt deschise, combustibilul fiind trimis în canalul de admisie. După ce pistonul închide orificiile, începe a doua perioadă în care combustibilul este refulat spre injector. Din momentul în care marginea elicoidală a capului pistonului (la cursa inversă a acestuia) deschide un orificiu, începe ultima perioadă, cînd pompa încetează refularea spre injector, combustibilul din cilindru trece în canalul de admisie.

Prin rotirea pistonului-sertar de către cremaliera 1, se modifică poziția relativă a canalului din piston față de orificii, realizîndu-se astfel reglarea debitului de combustibil, pentru realizarea diferitelor regimuri de funcționare ale motorului.

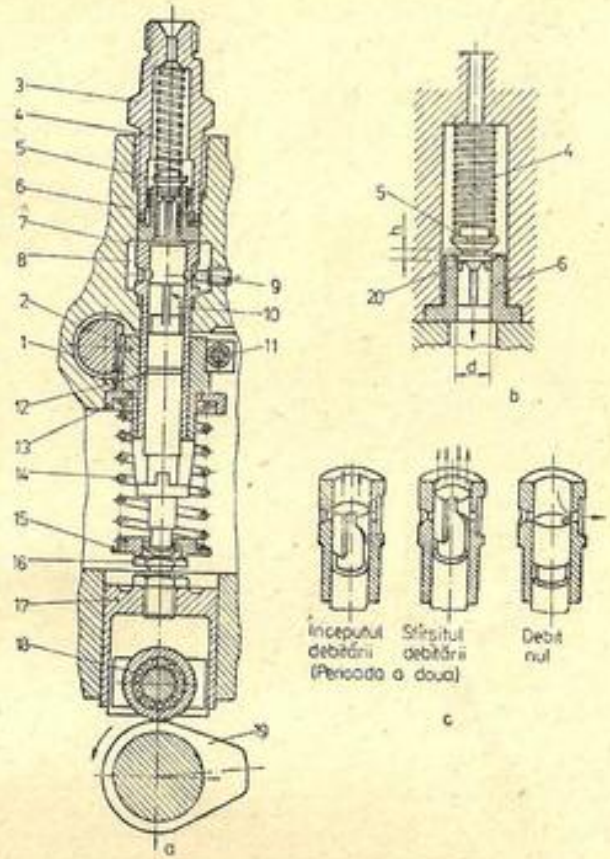


Fig. 1.96. Secțiune printr-un element al pompei de injecție cu piston-sertar:
1 — cremalieră; 2 — sector dințat; 3 — racord de presiune; 4 — arcul supapei de refulare; 5 — supapă de refulare; 6 — scaunul supapei; 7 — bucșă; 8 — canal pentru intrarea combustibilului; 9 — șurub de blocare; 10 — piston-plonjor; 11 — șurub de strîngere; 12 — bucșă rotitoare; 13 — disc; 14 — arcul pistonului plonjor; 15 — disc; 16 — șurub de reglare; 17 — tacheți; 18 — rolă; 19 — camă; 20 — brîu cilindric.

Situația în care canalul pistonului este în legătură cu unul din orificiile cilindrului, pe întreaga cursă a pistonului, corespunde debitării nule, cînd motorul se oprește.

Supapa de refulare (fig. 1.96 b) întrerupe legătura dintre cilindru și conducta de înaltă presiune, în perioada dintre injecții, asigurînd de asemenea reducerea parțială a presiunii în conducta de înaltă presiune, la sfîrșitul debitării, ceea ce contribuie la menținerea mai stabilă a acului pe scaunul său. Volumul în conducta de înaltă presiune se mărește cu $\frac{\pi \cdot d^2}{4} h$, în care d este diametrul supapei de refulare, iar h — cursa supapei.

Reglarea începutului debitării combustibilului se realizează cu ajutorul şurubului de reglare 16, care prin deşurubare reduce cursa de refulare.

Uniformizarea debitelor de combustibil în cazul pompei de injecţie, constituită din mai mulţi elemenţi, se realizează prin modificarea poziţiei relative a pistoanelor-sertar în raport cu cremaliera.

În tabelul 1.17 sînt redate defecţiunile mai frecvente, cauzele şi posibilităţile de remediere pentru pompele de injecţie cu elemenţi în linie.

Tabelul 1.17

Defecţiuni, cauze şi remedieri pentru pompele de injecţie cu elemenţi în linie

Defecţiuni	Cauze	Posibilităţi de remediere
Pompele de injecţie nu debitează combustibil	– Elementii sînt prea uzaţi – Supapele de refulare a combustibilului nu închid – Reglajul pompei greşit	Se demontează pompa, se verifică uzura şi reglarea ei. Dacă este cazul se şlefuiesc scaunele supapelor de refulare. Se amorsează pompa manuală.
Pompa de injecţie debitează cu intermitenţă	– Aer în pompa de injecţie	Se dezaerişeşte pompa de injecţie pompînd combustibilul cu ajutorul pompei de mînă, pînă cînd se umple pompa de injecţie, conductele de înaltă presiune şi injectoarele.
Avansul la injecţie este prea mic sau prea mare	– Deréglarea pompei de injecţie	Se verifică şi se reglează pompa de injecţie, astfel încît injecţia să înceapă înainte de *pms*, la unghiul prescris în notiţa tehnică.

Pompele de injecţie cu distribuitor rotativ au apărut din necesitatea de a realiza debite foarte mici de combustibil, cu o mare frecvenţă într-un timp foarte scurt, ele permiţînd ridicarea turaţiei la MAC.

Schema funcţională a unei pompe DPA, care echipează motoarele diesel rapide este redată în figura 1.97.

Pistonaşele pompei 1, care primesc mişcarea prin tacheţii şi rolele 3 de la inelul cu came 4, în cursa de admisie (fig. 1.97 a),

aspiră o doză de combustibil. Comanda închiderii şi deschiderii orificiilor de admisie 6 şi refulare 7, practicate în cilindrul 8, se realizează prin distribuitorul rotativ 5. Acesta pune succesiv în legătură interiorul pompei de injecţie cu conducta de aspiraţie şi conductele de refulare spre injectoare în ordinea de funcţionare a acestora.

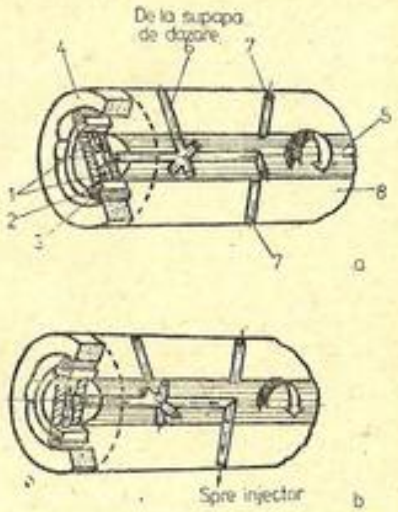


Fig. 1.97. Schema funcţională a unei pompe cu distribuitor rotativ.

Întreaga cantitate de combustibil care intră în distribuitor este refulată spre injector (pierderile la refulare fiind foarte mici).

Dozarea combustibilului se realizează prin presiunea de intrare numită şi presiune de dozare a combustibilului şi durata de deschidere a orificiului de admisie.

Precizia dozării depinde în mod hotărîtor de presiunea de dozare a combustibilului, care se reglează de către pompa de transfer şi supapa de dozare (v. fig. 1.95).

La trecerea combustibilului prin orificiul supapei de dozare, are loc o scădere a presiunii cu atît mai mare cu cît secţiunea este mai redusă.

La ralanti, valorile presiunilor de transfer (la ieşire din pompa de transfer) şi de dozare (la intrare în distribuitorul rotativ) sînt minime.

La acţionarea pedalei de acceleraţie, are loc rotirea supapei de dozare în sensul măririi secţiunii orificiului de admisie, cantitatea de combustibil ce străbate supapa fiind mai mare, sarcina motorului, respectiv turaţia acestuia, cresc.

Dacă se reduce acceleraţia (se ridică piciorul de pe pedală), are loc micşorarea secţiunii orificiului de trecere prin supapa de dozare, reducîndu-se astfel debitul de combustibil, precum şi turaţia motorului.

Cînd motorul funcţionează la un anumit regim de turaţie, poziţia supapei de dozare este comandată de regulator.

Un avantaj esenţial al pompelor de injecţie cu distribuitor rotativ îl constituie posibilitatea reglării automate a avansului la

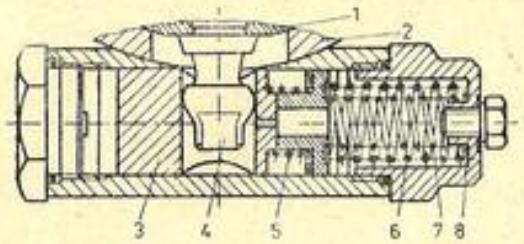


Fig. 1.98. Dispozitiv de avans automat al pompei de injecție cu distribuitor rotativ.

injecție, ceea ce contribuie la reducerea violenței arderii rapide, asigurînd și o pornire mai ușoară la rece.

Reglarea automată a unghiului de avans la injecție se realizează printr-un dispozitiv de avans automat (fig. 1.98), care are rolul de a corecta momentul începerii injecției în funcție de debitul realizat de pompa de transfer și reacțiunea unor arcuri.

În starea de repaus a pompei, presiunea combustibilului se manifestă pe fața pistonului 3 într-o mică măsură, astfel încît arcul 5 de întîrziere a momentului injecției se destinde, deplasînd pistonul pînă în poziția maximă de retragere. Capul sferic 4 solidar cu inelul cu came 1 imprimă acestuia o mișcare unghiulară în sensul de rotire al elementului de pompare, pînă la valoarea de 2° avans (pentru motor reprezintă 4°).

La pornire, în vederea ușurării acesteia, poziția pistonului poate fi reținută prin dispozitivul de comandă de la distanță, împiedicîndu-se manifestarea presiunii de la pompa de transfer.

La funcționarea în regimuri reduse (ralanti), valoarea presiunii de transfer nu poate învinge forța arcurilor 6 și 7, menținînd comprimat resortul de întîrziere a avansului.

Odată cu creșterea turației motorului crește și presiunea de transfer care se aplică pe piston, ca urmare arcurile pot fi comprimate de către piston, iar inelul cu came va pivota în locașul său.

Valoarea maximă a avansului pe care-l permit arcurile este de 9°. Timpul de obținere a avansului maxim este cu atît mai redus, cu cît arcurile sînt mai puternic comprimate. Tensiunea arcurilor poate fi modificată prin rondela 8, cu o grosime de 0,5 ... 3 mm.

Principalele defecțiuni, cauzele și posibilitățile de remediere pentru pompele cu distribuitor rotativ, sînt redate în tabelul 1.18.

Defecțiuni, cauze și remedieri pentru pompele cu distribuitor rotativ

Defecțiuni	Cauze	Remedieri
Pompa de injecție nu debitează	— Pompa de transfer înțepenită — Defectarea supapei de dozare — Uzură excesivă a inelului cu came	Se verifică și se remediază cauzele
Debitare neuniformă la poziția supapei de dozare complet deschisă	— Uzura inelului cu came — Pistonașe uzate — Defectarea unor palete de la pompa de transfer	Verificarea elementelor cauzale și remedierea acestora.
Imposibilitatea reglării pompei la debit maxim	— Papucii rolelor incorect asamblați — Pistonaș lipsă sau înțepenit — Supapa de dozare incomplet deschisă — Aer în sistem etc.	Se controlează elementele cauzale amintite, cît și funcționarea corectă a regulatorului
Debit redus la 100 rot/min	— Pistonașe rizate sau uzate — Joc excesiv la distribuitorul rotativ — Orificiile de refulare au neregularități etc.	Se verifică și se înlătură cauzele
Avans incorect	— Presiune necorespunzătoare de transfer — Tararea incorectă a arcurilor	Se verifică pompa de transfer și se tarează arcurile
Presiune incorectă în pompa de transfer	— Șuruburi slăbite la carcasă — Garnituri deteriorate — Tararea incorectă a arcurilor supapei de dozare — Paletele pompei deteriorate etc.	Se verifică cauzele și se înlătură.

b) ANALIZA FUNCȚIONALĂ A INJECTOARELOR

Injectoarele au rolul de a dirija și pulveriza combustibilul în camera de ardere a motorului, în funcție de ordinea de funcționare a cilindrilor.

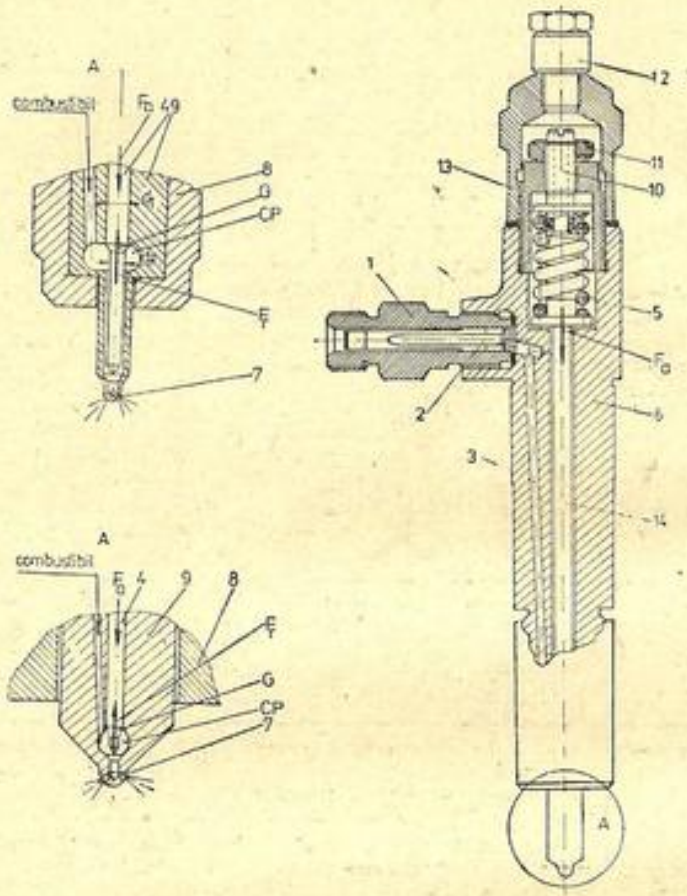


Fig. 1.99. Secţiune printr-un injector închis:
1 — racord pentru intrarea combustibilului; 2 — filtru; 3 — canal de legătură; 4 — acul pulverizatorului; 5 — arc; 6 — corpul injectorului; 7 — orificiile pulverizatorului; 8 — piuliţă; 9 — corpul pulverizatorului; 10 — şurub; 11 — piuliţă; 12 — racord; 13 — capac; 14 — tijă.

La MAC cu injecţie directă, pentru automobile şi tractoare se utilizează injectoare de tip închis cu acţionare hidraulică cu mai multe orificii de pulverizare (fig. 1.99). La aceste injectoare combustibilul debitat de pompa de injecţie intră prin racordul 1, filtrul 2, canalul 3 ajungînd în camera de presiune CP. Cînd forţa de ridicare a acului

4, creată de combustibilul ce acţionează pe gulerul G, exprimată prin relaţia $F_r = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2)\,p_{ir}$ este mai mare decît forţa F_a a arcului 5, acul pulverizatorului se ridică şi prin orificiile pulverizatorului 7 combustibilul este pulverizat în camera de ardere.

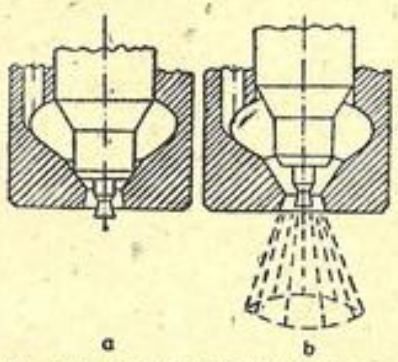


Fig. 1.100. Pulverizator cu ştift tronconic în poziţie închis (a) şi deschis (b).

După terminarea injecţiei combustibilului, acul pulverizatorului este apăsat pe scaunul său de către arcul 5 prin intermediul tijei 14. Reglarea forţei F_a, respectiv reglarea presiunii combustibilului la care are loc ridicarea acului şi începerea injecţiei, se realizează prin şurubul 10 şi piuliţa 11.

Un dezavantaj principal al injectoarelor cu orificii multiple îl constituie înfundarea cu uşurinţă a orificiilor cu impurităţi din combustibil sau cu cocs format în urma arderii.

Pentru MAC cu injecţie indirectă (cu camere separate) se utilizează injectoare cu un singur orificiu. În figura 1.100 este redat vîrful pulverizatorului pentru un astfel de injector în poziţie închisă (fig. 1.100 a) şi în poziţie deschisă (fig. 1.100 b).

La injectoarele prezentate, de tip închis, presiunile începutului p_{ira} şi sfîrşitul injecţiei p_{ica} sînt riguros controlate. Din figura 1.101 se poate urmări variaţia presiunii de injecţie în funcţie de unghiul de rotaţie al arborelui cu came de la pompa de injecţie. Presiunea combustibilului la care are loc ridicarea acului p_{ira} este mai mare decît presiunea combustibilului la care are loc coborîrea acului pe scaun p_{ica}, ceea ce se explică prin valoarea forţei de ridicare F_r care este mai mică decît forţa care se opune coborîrii acului F_r'.

La încercarea injectoarelor pe stand se verifică presiunea de ridicare a acului p_{ira} care trebuie să corespundă cu valorile precizate în notiţele tehnice ale motoarelor.

Principalele defecţiuni ale injectoarelor pot fi urmărite în tabelul 1.19.

Regulatoare de turaţie. La MAC, deoarece volumul de aer pe ciclu rămîne sensibil acelaşi, diferitele regimuri de sarcină şi turaţie se realizează prin modificarea cantităţii de combustibil injectată pe ciclu.

Tabelul 1.19

Defecţiuni, cauze şi remedieri pentru injectoare

Defecţiuni datorate injectorului	Cauze	Remedieri
Motorul bate	Injector dereglat sau reglat la presiune prea mare de ridicare a acului	Injectorul defect se poate detecta slăbind pe rînd racordul conductelor de înaltă presiune la fiecare injector, cu motorul funcţionînd la turaţie joasă. Injectorul suspect se demontează şi se reglează pe stand la presiunea prescrisă.
Motorul nu dezvoltă puterea nominală, creşte consumul de combustibil şi apare fum negru	Injectoare deregiate sau uzate	Se verifică şi se reglează toate injectoarele. Dacă este cazul se înlocuiesc cu altele noi.
La verificarea pe stand pulverizatorul injectorului nu are zgomotul caracteristic de fracţiune a jetului. Injectoarele cu orificii multiple au un zgomot clar perceptibil de fracţionare a jetului la orice viteză de manevrare a manetei dispozitivului de verificat injectoare. Injectoarele cu un singur orificiu au un zgomot slab de fracţiune perceptibil numai la o cadenţă de 1—2 pompări pe secundă.	Acul pulverizatorului înţepenit Scaunul conic de etanşare din capul pulverizatorului este defect	Se spală pulverizatorul. Dacă este necesar, se înlocuieşte
Pulverizatorul picură între injecţii	Închiderea pulverizatorului neetanşă din cauza depunerilor de cocs. Acul pulverizatorului este înţepenit.	Se curăţă pulverizatorul. Dacă defecţiunea persistă, pulverizatorul se înlocuieşte.

Observaţii: Defecţiunile amintite pot fi provocate şi de alte cauze, cum ar fi: dereglarea distribuţiei, avans la injecţie incorect, filtre de combustibil colmatate, apă în combustibil, dereglarea pompei de injecţie, ungerea defectuoasă a motorului.
Rezultă deci că iniţial se vor remedia aceste cauze şi apoi se trece la aplicarea remedierilor pentru injectoare.

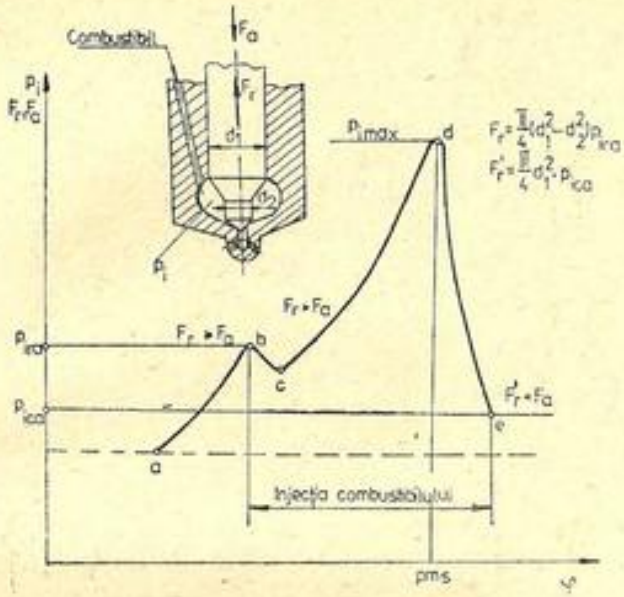


Fig. 1.101. Variaţia presiunii de injecţie în funcţie de unghiul de rotaţie al arborelui cu came.

La pompele de injecţie cu elemenţi în linie, cantitatea de combustibil se modifică rotind pistoanele-sertar prin intermediul cremalierei care poate fi acţionată direct de către conducător (prin pedala de accelerare), sau în mod automat, de către un regulator de turaţie, în funcţie de variaţiile de sarcină.

După posibilităţile funcţionale, se deosebesc: regulatoare cu unul sau două regimuri de funcţionare şi regulatoare pentru toate regimurile de funcţionare.

Regulatorul pentru toate regimurile de funcţionare acţionează de la turaţia minimă la turaţia maximă a motorului, fiind specific automobilelor şi tractoarelor, cu motoare diesel.

Schema unui regulator pentru toate regimurile de funcţionare este redată în figura 1.102.

Pentru o anumită turaţie fixată de conducător prin pedala 9, regulatorul intervine pentru menţinerea acestei turaţii atunci cînd dintr-un anumit motiv (o rezistenţă de înaintare mai mare etc.), sarcina motorului se modifică. Dacă, de exemplu, la modificarea

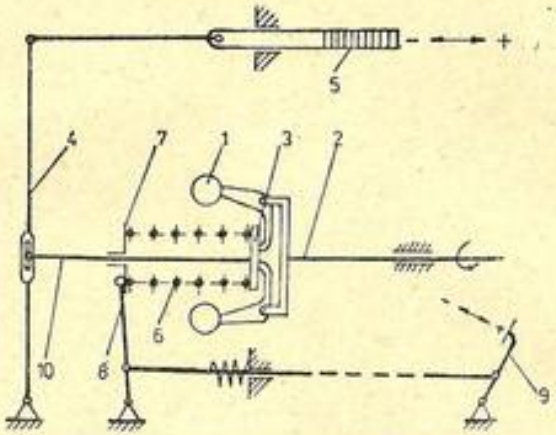


Fig. 1.102. Schema unui regulator centrifugal pentru toate regimurile, de la pompa de injecţie cu elemenţi în linie;

1 — greutăţi; 2 — axul regulatorului; 3 — manşon; 4 — pîrghie de comandă a cremalierei; 5 — cremalieră; 6 — arc; 7 — disc mobil; 8 — pîrghie de pretensionare a arcului; 9 — pedala de accelerație; 10 — pîrghie

sarcinii (scăderea rezistenţelor exterioare), turaţia tinde să crească, greutăţile 1 se depărtează şi acţionînd cu capătul de sprijin pe manşonul 3, comprimă arcul 6, pîrghia 10 se deplasează spre stînga, împreună cu pîrghia 4 de comandă a cremalierei 5, care acţionează pistoanele-sertar ale pompei de injecţie, în sensul reducerii debitului de combustibil, ceea ce conduce la reducerea turaţiei motorului spre valoarea fixată. La scăderea turaţiei greutăţile 1 se apropie, ceea ce are ca efect mărirea debitului de combustibil şi apoi creşterea turaţiei. Se obţine astfel o funcţionare a motorului cu oscilaţii minime ale turaţiei în jurul valorii stabilite pentru o anumită poziţie a pedalei de accelerație.

Schema regulatorului mecanic al pompei de injecţie cu distribuitor rotativ este redată în figura 1.103. La depărtarea greutăţilor 1, manşonul 2 culisează pe arborele de antrenare 3 şi comandă rotirea braţului 4 în jurul reazemului 5, care prin pîrghia cu resort 6 transmite levierului 7, care face corp comun cu supapa de dozare 8, un impuls care o roteşte şi modifică în sensul dorit intrarea combustibilului prin orificiul 9.

Pentru mersul în gol, dozarea combustibilului este controlată prin resortul 10, iar la funcţionarea în sarcină, prin arcul 11.

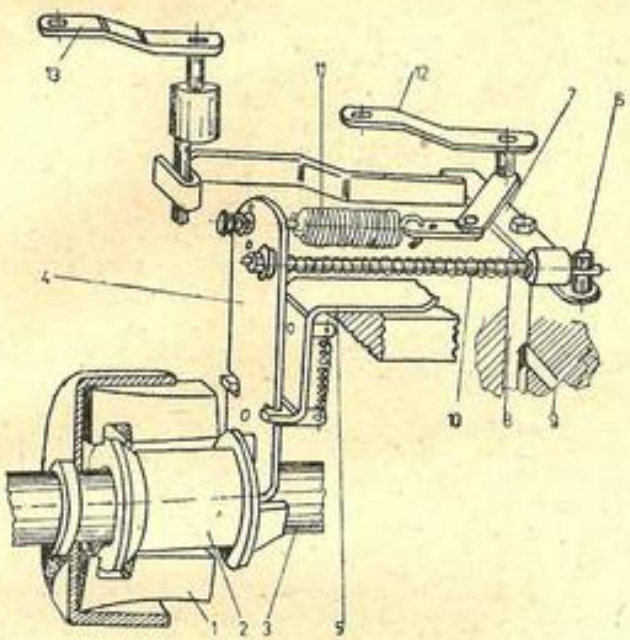


Fig. 1.103. Schema unui regulator mecanic al pompei de injecţie cu distribuitor rotativ.

Momentul de intrare în funcţiune a regulatorului se modifică prin pîrghia de accelerație 12. Oprirea motorului poate fi comandată prin pîrghia de oprire 13, care la deplasarea spre dreapta închide supapa de dozare, oricare ar fi poziţia pîrghiei 12.

Dispozitive de corecţie a debitului de combustibil. Pentru a asigura o caracteristică de debit favorabilă (variaţia debitului de combustibil injectat pe ciclu, în funcţie de turaţie), la o poziţie invariabilă a manetei de comandă, pompele de injecţie sau regulatoarele se prevăd cu dispozitive de corecţie.

La MAC echipate cu pompe de injecţie avînd regulatoare de turaţie pentru toate regimurile, se prevăd dispozitive de corecţie sub forma unor opritoare cu element elastic (arc sau lamelă). În figura 1.104 se prezintă două tipuri de opritoare elastice, cu lamelă (fig. 1.104 a) şi cu arc (fig. 1.104 b).

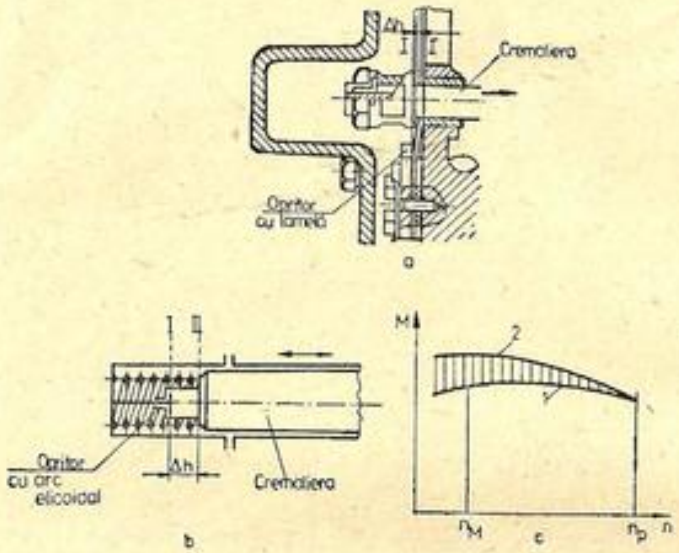


Fig. 1.104. Opritor cu lamelă (a), cu arc elicoidal (b) şi caracteristica de debit (c); 1 — fără corector; 2 — cu corector elastic.

La micşorarea turaţiei, pe caracteristica de sarcină totală a motorului, opritorul elastic se deformează şi permite deplasarea suplimentară a cremalierei pe distanţa I—II, pentru mărirea corespunzătoare a debitului de combustibil. De obicei, poziţia II corespunde turaţiei nominale, iar poziţia I turaţiei cuplului maxim.

Caracteristicile de debit, fără şi cu corector, sînt redate în figura 1.104 c.

1.5.3. INSTALAŢIA DE APRINDERE

Instalaţia de aprindere proprie MAS trebuie să asigure formarea scînteii electrice între electrozii bujiei. Curentul de înaltă tensiune (12—15 kV) este debitat în instalaţie de o bobină de inducţie, alimentată de generator, alternator sau baterie de acumulatoare.

Se deosebesc instalaţii de aprindere clasice (fără elemente electronice) şi instalaţii de aprindere electronice.

1.5.3.1. *INSTALAŢIA DE APRINDERE CLASICĂ*

O instalaţie de aprindere clasică (fig. 1.105) asigură tensiunea înaltă prin intermediul bobinei de inducţie 2, care transformă curentul de joasă tensiune în curent de înaltă tensiune. Bobina de inducţie are primarul în circuitul bateriei de acumulatoare 1 şi generatorului de curent 4, iar secundarul în circuitul bujiilor 6. Ruptorul 3, legat în paralel cu condensatorul 7, asigură întreruperea circuitului primar. Conform legii inducţiei electromagnetice, în înfăşurarea secundară se induce o forţă electromotoare proporţională cu numărul de spire ale înfăşurării şi cu viteza de variaţie a fluxului magnetic.

Distribuirea curentului la bujii, funcţie de ordinea de funcţionare a cilindrilor, se realizează prin distribuitorul 5.

Timpul dintre două închideri ale ruptorului (fig. 1.106), în cazul motoarelor în patru timpi, este:

$$\tau = \frac{2 \cdot 60}{n \cdot i} \quad [s] \quad (1.44)$$

în care n este turaţia motorului, în rot/min, iar i — numărul de cilindri.

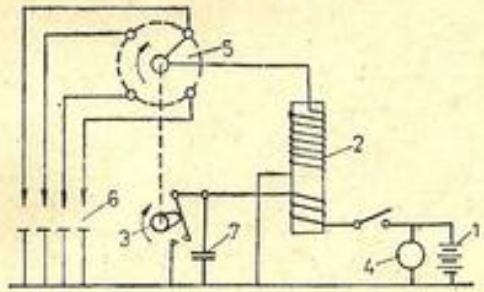


Fig. 1.105. Schema unei instalaţii de aprindere clasică.

Contactele ruptorului trebuie să aibă o rezistenţă de contact cît mai mică, să calce pe toată suprafaţa (fig. 1.106 b), iar forţa cu care contactul mobil apasă asupra celui fix să fie cît mai mare. Dacă suprafaţa unui contact este înclinată faţă de a celuilalt (fig. 1.106 c), rezistenţa de contact se măreşte, favorizînd formarea unor scîntei mai puternice la deschiderea lui, care pot provoca topirea straturilor superficiale ale contactelor. Evitarea topirii contactelor se face prin utilizarea unor

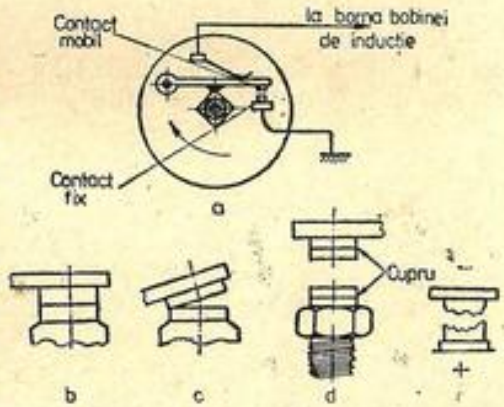


Fig. 1.106. Schema funcţionării ruptorului.

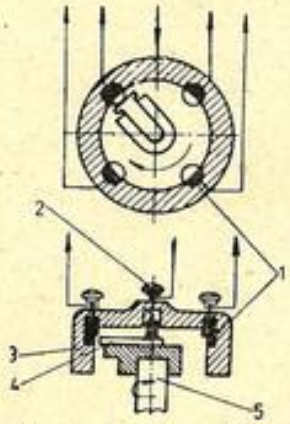


Fig. 1.107. Schema distribuitorului:

1 — contacte fixe; 2 — borna centrală; 3 — carcasa; 4 — contact mobil; 5 — rotor.

aliaje speciale, pe bază de wolfram. Contactele se confecționează sub forma unor pastile, care se sudează pe un suport metalic de cupru electrolitic (fig. 1.106 d).

În timpul funcționării ruptorului se produce un transport de material de la contactul legat la polul pozitiv, către contactul legat la polul negativ (fig. 1.106 e). Reglarea distanței între contacte este indicat a se face numai după netezirea suprafețelor.

Condensatorul 7 (v. fig. 1.105) are rolul de a reduce formarea scînteilor între platinile ruptorului, ceea ce conduce la diminuarea oxidării contactelor și reducerea transportului de metal de la un contact la altul.

Avansul la producerea scînteii electrice se reglează prin intermediul ruptor-distribuitoarelor, care sînt prevăzute cu dispozitive speciale acționate manual sau automat.

Reglarea manuală a avansului se face prin rotirea carcasei ruptor-distribuitorului (fig. 1.107). Pentru mărirea avansului carcasa ruptor-distribuitorului se rotește în sens contrar celui de rotire a camei, iar pentru micșorarea avansului se rotește în celălalt sens.

Reglarea automată a avansului la aprindere se face prin intermediul dispozitivelor automate de avans care pot fi sub forma regulatoarelor centrifuge (în funcție de turație) și a regulatoarelor vacumatice (în funcție de sarcina motorului).

Unghiul de avans momentan depinde de acțiunea comună a celor două regulatoare.

În figura 1.108 se redă principiul de funcționare al unui regulator centrifug. Pe măsura creșterii turației, forța centrifugă a contragreutăților 2, învinge rezistența arcurilor 4, rotind placa mobilă 1, cu un anumit unghi. Din această cauză proeminențele camei-ruptorului, care se găsesc pe axul 3, desfac contactele ruptorului mai devreme și astfel avansul la producerea scînteii electrice se produce în concordanță cu turația motorului.

Principiul de funcționare al regulatorului pneumatic este redat în figura 1.109.

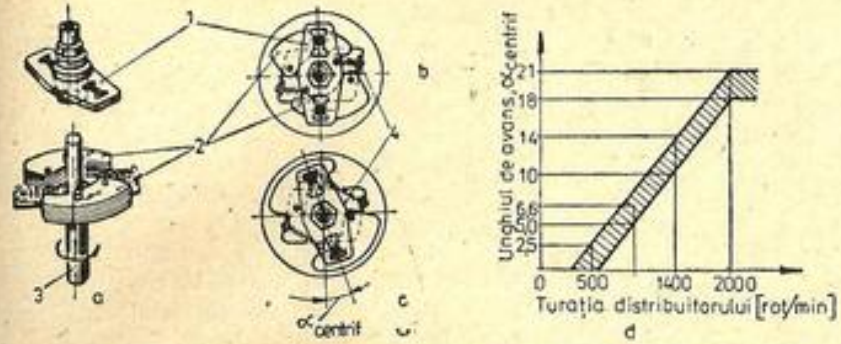


Fig. 1.108. Regulator centrifugal pentru reglarea unghiului de avans la producerea scînteii electrice:

a — părți componente; b — poziția pentru avans nul; c — poziția pentru avans diferit de zero; d — variația unghiului de avans a centrif. în funcție de turație.

La creșterea sarcinii, respectiv la deschiderea clapetei obturatoare 1, depresiunea care acționează asupra diafragmei 2 scade, iar sub acțiunea arcului 3 și tirantului 4, discul 5 al ruptorului se rotește în sensul de rotație al camei 6, avînd loc o reducere a avansului la producerea scînteii electrice.

Odată cu reducerea sarcinii (închiderea clapetei obturatoare, clapetei de accelerație), depresiunea de deasupra diafragmei crește, iar diafragma comprimă arcul, avînd loc rotirea discului în sensul măririi avansului la aprindere.

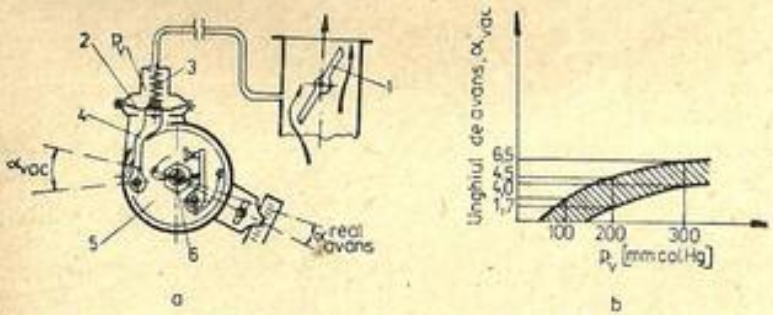


Fig. 1.109. Regulator vacumatic pentru reglarea unghiului de avans la producerea scînteii electrice:

a — părți componente; b — variația avansului vacumatic.

Unghiul de avans real depinde şi de unghiul de avans fix (avans static), care se reglează la trecerea de la o calitate a combustibilului la alta. Rezultă deci, că unghiul de avans real α_{avans}^{real} este egal cu suma avansului centrifugal $\alpha_{centrif}$, a avansului vacumatic α_{vac} şi a avansului fix α_{fix}.

$$\alpha_{avans}^{real} = \alpha_{centrif} + \alpha_{vac} + \alpha_{fix}.$$

În timpul funcţionării pot apare dereglări ale dispozitivelor de avans, din diferite cauze. Una din acestea constă în obosirea arcurilor şi a membranei elastice. Pierderea caracteristicilor elastice ale acestor elemente duce la modificări greu sesizabile ale avansului.

Regulatorul pneumatic de avans este foarte sensibil, faţă de gradul de etanşare. O cît de mică intrare de aer fals modifică funcţionarea corectă a dispozitivului.

1.5.3.2. *INSTALAŢIA DE APRINDERE ELECTRONICĂ*

Într-o instalaţie de aprindere electronică elementul principal este tranzistorul 2 (fig. 1.110).

Un tranzistor este format din trei părţi: partea centrală numită baza B, şi cele două părţi exterioare, emitorul E şi colectorul C. Cînd se aplică un curent mic în sens direct la circuitul dintre emitor şi bază, el închide circuitul dintre emitor şi colector, prin care poate trece un curent mult mai mare. Prin conectarea unei diode Zener între colector şi bază, prin care curentul poate trece numai într-o singură direcţie, acesta acţionează ca o supapă de siguranţă, prin faptul că, dacă tensiunea între aceste părţi ale tranzistorului depăşeşte o valoare dată, dioda Zener devine conducătoare, protejînd tranzistorul de acţiunea unei tensiuni prea mari.

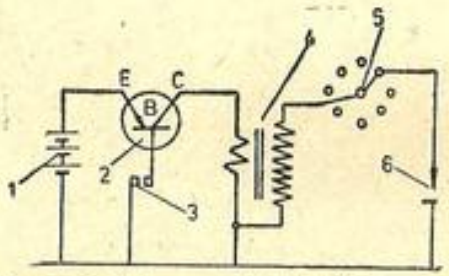


Fig. 1.110. Schema unei instalaţii de aprindere electronică cu contacte:

1 — baterie de acumulatoare; 2 — tranzistor; 3 — ruptor; 4 — bobină de inducţie; 5 — distribuitor; 6 — bujie.

Din punct de vedere al metodei de comandă a momentului producerii scînteii, instalaţiile electronice de aprindere pot fi cu contacte (reperul 3, fig. 1.110) şi fără contacte.

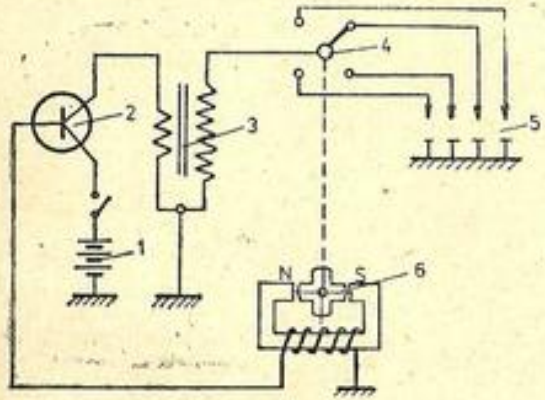


Fig. 1.111. Schema unei instalaţii de aprindere electronică fără contacte.

Deşi durata de funcţionare a contactelor la instalaţiile electronice este aproape dublă faţă de instalaţiile clasice, totuşi acestea necesită întreţineri periodice; de asemenea funcţionarea la turaţii mari este limitată.

Instalaţiile de aprindere electronice fără contacte, înlătură aceste dezavantaje, dînd şi posibilitatea de a comanda pe cale electronică avansul la producerea scînteii electrice.

În figura 1.111 este redată schema unei instalaţii fără contacte, cu impuls magnetic. În acest caz, cuplarea tranzistorului 2 se face cu ajutorul unor bobine de inducţie 3, cîte una pentru fiecare cilindru. Tranzistorul 2 transformă curentul de la bateria 1 în curent de înaltă frecvenţă care, prin intermediul bobinei de inducţie (mult mai simplă decît la instalaţiile clasice), se transformă în curent de înaltă tensiune distribuit prin distribuitorul 4 la bujiile 5, în funcţie de ordinea de funcţionare a cilindrilor. Impulsul necesar pentru producerea scînteii electrice este comandat de generatorul de impulsuri 6.

Instalaţiile de aprindere electronice prezintă o serie de avantaje faţă de sistemele clasice: porniri instantanee, chiar pe timp foarte rece, mărirea duratei de funcţionare a contactelor, îmbunătăţirea funcţionării bujiilor, reducerea într-o anumită măsură a consumului de combustibil. Dintre dezavantaje, se amintesc: preţul de cost mai ridicat, posibilitate mai mare de defectare datorită greşelilor de exploatare, aparatură de verificare şi reglare mai complexă.

1.5.3.3. *BUJIA*

Bujia are rolul de a produce aprinderea fluidului motor prin scînteia care apare între electrozi.

În timpul funcționării motorului, părțile principale ale bujiei în special izolatorul 1 și electrodul central 2 se încălzesc (fig. 1.112).

Solicitările termice ale bujiei sînt cauzate de diferența de temperatură care există între partea care intră în camera de ardere și partea superioară expusă mediului ambiant, precum și de variațiile de temperatură ale gazelor pe ciclu, cuprinse între 50...120°C în perioada admisiei, și 2000...2800°C în perioada arderii.

În timpul funcționării, fluxul termic se transmite prin radiație fluidului motor, prin conducție, chiulasei, prin radiație și convecție, mediului exterior.

Funcționarea optimă a bujiei are loc atunci cînd partea inferioară a izolatorului are o temperatură în jur de 600...800°C, cînd se asigură autocurățirea bujiei (depunerile se ard). La temperaturi de peste 800...900°C ale izolatorului și ale electrodului central au loc aprinderi secundare (preaprinderi) ale fluidului motor. În acest caz motorul pierde din putere și funcționează cu bătăi. În unele cazuri aprinderea amestecului poate avea loc chiar în timpul aspirației, apărînd rateuri în carburator și chiar pericol de incendiu.

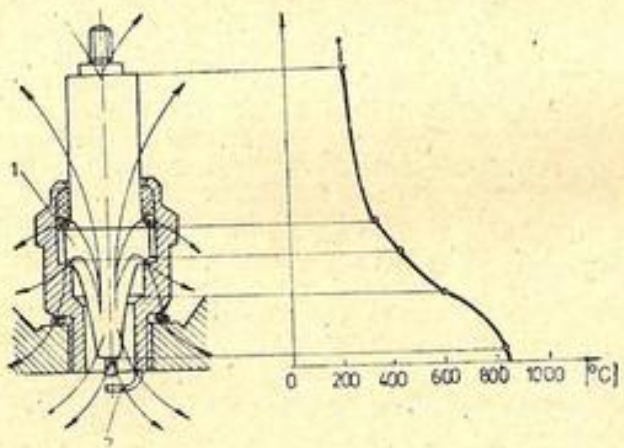


Fig. 1.112. Părțile principale ale unei bujii și variația temperaturii în lungul acesteia.

Tabelul 1.20

Corespondența diferitelor tipuri de bujii

Filetul Diametrul mm	Filetul Lungimea mm	Sinterom* România	AC. Franța	SEV Marchal Franța	Marelli Italia	Bosch Germania	KLG Anglia	Champion S.U.A.
14	12,5	M 14–95	47 L, 48	–	CW 100 N	W 95 T 1	F 20	H 11; H 12
14	12,5	M 14–145	46 FF, 45 F	37 S	CW 150 N	W 145 T 1	F 50	H 10; L 10
						W 150 M 11 S		H 11;
14	12,5	M 14–175	45 P, 46 FGO	36	CW 175 N	W 175 T 1	F 70	L 90
14	12,3	M 14–195	45 L 44 FA	35/36 36	CW 175 JM	W 175 T 7	CF 50	L 7; H 8
					–	W 190 M 11 S		
14	12,5	M 14–225	42 FF 44 F	35/36 35	CW 225 A CW 225 N CW 225 JM	W 225 T 1 W 225 T 7	F 75	L 86; L 88A
14	12,5	M 14–240	41 F	34 S	CW 225 JM CW 230 A CW 240 N	W 240 T 1	F 80	L 5; L 85
14	12,5	M 14–P225	–	–	–	W 200 T 35	P 55 P	L 87 Y
14	19	M 14–175	45 XL; 44 N	36 H	–	W 160 T 2	FE 50	N6; N 8
14	19	M 14–240	43 XL	2/33 H 34 HF; 34 SH	CW 240 L	W 175 T 2 W 240 T 2 W 240 T 28	FE 70 CL–5 LF FE–80	N 5 N 4
14	18	M 14 L × 280	–	RR 33 H	CB 101 C/B	W 290 T 17	FE 250 FE 260	N 63 R N 62 R
18	12,5	M 18–175	84, C 83 H M 84	20 LCE	CM 175 A	M 175 T 1	M 60	D9J; D 10 Uk 10; 6 MJ
18	12,5	M 18–195	C 83 H	–	CM 200 A	–	–	5 MJ; D 9; K 116 com
18	12,5	M 18–225	M 83; C 82 H	19 LCE	CW 225 A	M 225 T 1	M 80	D6; K9; 4 com
18	12,5	M 18–240	81 S Com M 82	17/LE 2/13	–	M 240 T 1	M 100	860; F11Y
18	12,5	M 18–C–145	C 84 T; 84 T	–	–	MA 145 T 1	TMT 50; MT 55P	860
18	12,5	M 18–C–175	C 83 T C 84 T	–	–	MA 175 T 1	TMT 50 MT 65 P	F 9 Y

* Se preconizează un nou sistem de notare (v. Almanahul Auto, 1982).

Alegerea bujiei corespunzătoare este deci de mare importanță. Aceasta presupune cunoașterea *valorii termice** a bujiei, care reflectă capacitatea bujiei de a transmite căldura din camera de ardere către mediul exterior.

Se deosebesc bujii calde, cu partea inferioară a izolatorului mai lungă și bujii reci, cu partea inferioară a izolatorului mai scurtă. Bujiile calde au valori termice mici, iar bujiile reci valori termice mari.

Valorile termice standardizate ale bujiilor sînt: 45, 95, 145, 175, 195, 225, 240, 280, 310, 340, 370, 400.

În funcționare bujia trebuie să reziste și la solicitări electrice, mecanice și chimice.

Solicitările electrice apar din cauza tensiunilor ridicate 4 ... 8 kV la regimul normal și 11 ... 15 kV la pornirea motorului rece**.

Solicitările mecanice se datoresc variației presiunii gazelor din cilindri, cît și vibrațiilor și șocurilor care apar în timpul funcționării. Bujiile trebuie să fie astfel construite încît să asigure etanșeitatea la presiunea de funcționare.

Solicitările chimice se referă în special la electrozi, care se ancrasează în cazul unor materiale necorespunzătoare.

Corespondența dintre diferite bujii rezultă din tabelul 1.20.

Principalele defecțiuni datorate bujiei și posibilitățile de remediere sînt redate în tabelul 1.21.

1.5.4. UNGEREA MOTOARELOR

1.5.4.1. *NOȚIUNI GENERALE DESPRE FRECAREA ȘI UNGEREA MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE*

În funcționarea motoarelor de autovehicule se întîlnesc toate tipurile de frecare: frecarea uscată, semiuscată, lichidă și semilichidă. Astfel, la pornirea motorului, fusurile paliere și manetoane ale arborelui cotit se reazemă pe pelicula de ulei dintre proeminențele asperităților de la lagăre, iar cînd rezistența peliculei este insuficientă apare și contact metalic între asperități.

* Valoarea termică se exprimă în secunde și reprezintă timpul de la pornirea în stare rece a motorului pînă la apariția aprinderii secundare a fluidului motor, de la izolatorul fierbinte, în condiții anumite de funcționare.

** Conform STAS 5518—80 bujia trebuie să reziste la 22 kV, ceea ce îi conferă siguranța în funcționare. Evitarea poluării aerului (asigurarea arderii complete a fluidului motor) presupune tensiuni și mai mari, chiar peste 30 kV.

Tabelul 1.21

Defecțiunile bujiei. Cauze, consecințe și posibilități de remediere

Defecțiuni	Cauze și consecințe	Posibilități de remediere
Ancrasarea bujiei (formarea unor depuneri uleioase pe electrozi și vîrful izolatorului)	Cauze: — Dozaj prea bogat, exces de ulei în camera de ardere Consecințe: — Reducerea puterii motorului, dificultăți la pornirea sau oprirea motorului	Curățirea bujiei, reglarea dozajului combustibil-aer și a nivelului uleiului în carter
Ancrasarea bujiei prin formarea unor depuneri uscate (calamină uscată)	Cauze: — Valoarea termică a bujiei este prea mare, defecțiuni de reglare a motorului Consecințe: — Funcționarea neuniformă a motorului, reducerea puterii etc.	Reglarea perfectă a motorului, apoi dacă defecțiunea se menține se aleg bujii cu valoare termică mai mică
Electrozii bujiei prezintă urme de arsuri	Cauze: — Valoarea termică a bujiei este prea mică, reglarea necorespunzătoare a motorului Consecințe: — Uzura rapidă a bujiei	Reglarea perfectă a motorului și dacă este cazul alegerea unor bujii cu valoare termică mai mare
Distanța necorespunzătoare între electrozii bujiei sau ruperea unui electrod	Cauze: — Greșeli de măsurare, montare, uzura electrozilor în timpul funcționării Consecințe: — Motorul nu pornește sau nu dezvoltă puterea nominală etc.	Se verifică și reglează distanța prescrisă în notița tehnică a motorului sau se înlocuiește bujia defectă.

Odată cu creșterea turației arborelui cotit, se obține trecerea din zona frecării semilichide în zona de frecare lichidă. Între grupul piston-segmenți-cilindri, chiar și în timpul funcționării normale, se realizează o frecare la limită sau chiar semiuscată.

Rolul principal al ungerii motoarelor este de a înlătura contactul direct dintre suprafețele pieselor în mișcare relativă, redu-

cîndu-se prin aceasta lucrul mecanic de frecare, încălzirea şi uzura pieselor.

Viscozitatea şi onctuozitatea, care conferă proprietăţile de ungere uleiurilor, asigură existenţa unei pelicule de ulei între piesele în mişcare. Cînd grosimea peliculei de ulei este relativ mare (pînă la 0,6 μm), se realizează ungerea lichidă (hidrodinamică) care asigură condiţii optime de funcţionare cu un consum minim de energie pentru învingerea frecărilor şi o uzură redusă a pieselor.

Temperatura uleiului la care se realizează o funcţionare normală a pieselor este cuprinsă între 75 . . . 90°C.

1.5.4.2. *SISTEME DE UNGERE*

Din punct de vedere funcţional se deosebesc mai multe sisteme de ungere: prin barbotare (stropire), liberă, sub presiune şi mixtă.

Ungerea mixtă este utilizată la majoritatea motoarelor, pentru autovehicule.

Schema unui sistem de ungere mixtă este redată în figura 1.113.

Uleiul din carter este aspirat prin sorbul 1 de către pompa 2 şi trimis în rampa centrală de ungere 3 după ce în prealabil a fost filtrat prin filtrul grosier 4. Din rampa centrală uleiul este

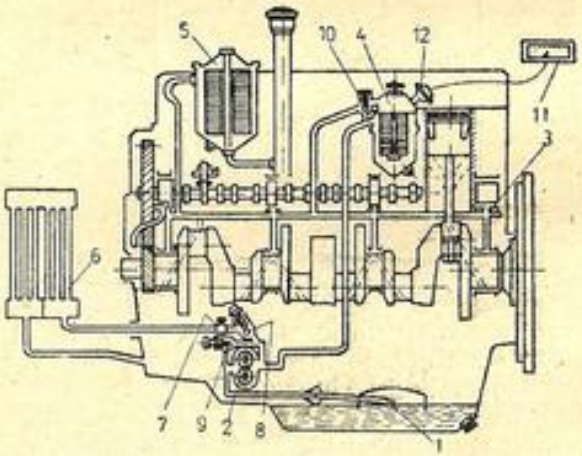


Fig. 1.113. Schema unui sistem de ungere mixtă.

distribuit prin conducte la lagărele paliere şi lagărele arborelui de distribuţie şi la pinioanele de distribuţie, iar apoi la lagărele culbutorilor, iar prin canalele din coturile arborelui cotit uleiul ajunge la lagărele manetoane (de bielă). Celelalte piese în mişcare: pistoane, cilindri, segmenţi, tacheţi etc., se ung prin stropire şi ceaţă de ulei.

În schema sistemului de ungere se mai disting: filtrul fin 5, radiatorul 6, care la temperaturi scăzute ale mediului ambiant poate fi scos din funcţiune manual cu ajutorul ventilului 7, sau automat de către supapa de siguranţă 8.

Supapa 9 are rolul de a menţine presiunea constantă în rampa centrală de ungere la creşterea turaţiei motorului, chiar şi cînd viscozitatea uleiului este mare, cum este de obicei la pornirea la rece.

Supapa de siguranţă 10 a filtrului grosier se deschide la mărirea viscozităţii uleiului peste o anumită limită, sau la colmatarea filtrului, dînd astfel posibilitate uleiului să ajungă la piesele în mişcare relativă.

Presiunea uleiului în sistemul de ungere (cît mai aproape de rampa centrală de ungere) este indicată de manometrul 11 conectat cu traductorul 12.

1.5.4.3. *POMPA DE ULEI*

Pompa de ulei, care constituie partea principală a sistemului de ungere, trebuie să asigure debitul necesar de ulei la toate regimurile de funcţionare ale motorului.

La motoarele de automobile şi tractoare se utilizează, în majoritatea cazurilor, pompe cu roţi dinţate cu un singur etaj de pompare. Ele se plasează, de obicei, în carter (sînt şi excepţii, astfel la motorul SR—211 pompa este montată în exteriorul carterului).

La pornirea motorului, uleiul din carter ajunge prin conductă, în carcasa pompei, de unde este preluat de roţile dinţate şi trimis sub presiune în rampa centrală de ungere.

Debitul pompei cu roţi dinţate de dimensiuni egale, se obţine cu relaţia:

$$D_p = 6 \cdot 10^{-5} \cdot \pi D_e h l n_p \eta \left[\frac{\mathrm{dm}^3}{\mathrm{h}}\right]$$

în care D_e este diametrul exterior al roților dințate, în mm; h și l — înălțimea și lungimea dintelui, în mm; n_p — turația roților pompei, în rot/min; η — randamentul pompei (0,7 ... 0,8).

1.5.4.4. *FILTRE DE ULEI*

În construcția autovehiculelor, cele mai utilizate filtre sînt: mecanice, magnetice, centrifuge și active.

Filtrele mecanice pot avea elementul filtrant din site de sîrmă, discuri metalice, masă poroasă din pîslă, bumbac, hîrtie specială sau alte materiale.

Filtrele cu element filtrant din hîrtie au căpătat utilizarea cea mai largă. Ele se fabrică în două variante: cu element filtrant nedemontabil și cu element filtrant demontabil (care se înlocuiește cînd este colmatat).

În figura 1.114 este redat modul de funcționare a filtrului motoarelor montate pe autoturismele DACIA—1100 și DACIA—1300.

Uleiul din motor ajunge sub presiune la orificiile 8 și comprimă arcul 10, iar după deschiderea supapei 11, pătrunde în interiorul carcasei 1. Uleiul sub presiune străbate transversal elementul filtrant din hîrtie 2, care reține impuritățile solide (pînă la circa 5 μm), apoi iese prin orificiile 4 în conducta 9, care conduce uleiul în rampa centrală de ungere.

La colmatarea elementului filtrant din hîrtie, uleiul deschide supapa 5 de scurtcircuitare, trecînd direct în conducta 9, fără a fi filtrat.

Pentru a cunoaște momentul în care elementul filtrant s-a colmatat, este indicat a se utiliza un sistem de semnalizare optic (fig. 1.115) [16]. Tija 1, solidarizată cu supapa de scurtcircuitare a elementului filtrant, este prevăzută cu contactul mobil 2, care

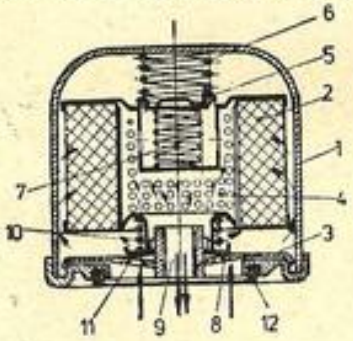


Fig. 1.114. Filtrul de ulei al motoarelor Dacia—1100 și 1300:

1 — carcasă; 2 — element filtrant; 3 — capac de asamblare; 4 — orificii; 5 — supapă de scurtcircuitare; 6, 7, 10 — arcuri; 8 — orificii pentru intrarea uleiului; 9 — conductă pentru ieșirea uleiului (intrarea în motor); 11 — supapă; 12 — inel de etanșare.

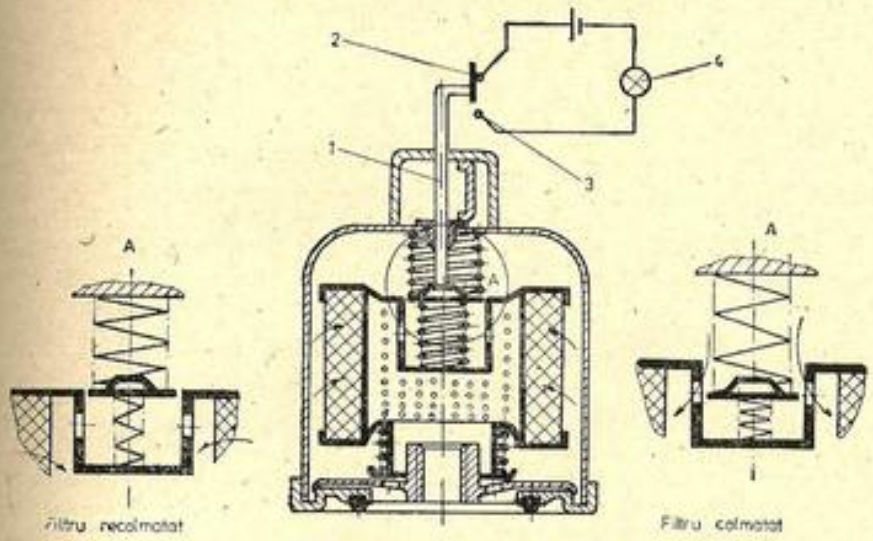


Fig. 1.115. Sistem de semnalizare a colmatării filtrelor de ulei.

se închide prin contactul fix 3 în momentul deschiderii supapei, iar becul de semnalizare 4 indică această situație. Trebuie avut însă în vedere, că la pornirea din starea rece a motorului, datorită viscozității ridicate a uleiului, este posibilă deschiderea parțială a supapei de scurtcircuitare, putînd intra în funcțiune sistemul de semnalizare. Ca atare, se consideră că filtrul este colmatat (îmbîcsit) numai atunci cînd apare semnalizare după ce temperatura uleiului a ajuns la valoarea normală (75—90°C).

Filtrele magnetice sînt constituite dintr-un magnet permanent montat într-un corp de material antimagnetic. Aceste filtre au avantajul că rețin particule magnetice foarte fine, imposibil de reținut cu alte filtre, iar rezistența hidrodinamică a lor este neglijabilă. Filtrele magnetice sînt foarte utile în perioada de rodaj a motoarelor mari.

Filtrele centrifuge folosesc acțiunea forței centrifuge pentru eliminarea impurităților insolubile, aflate în suspensie în ulei. Mai răspîndite sînt filtrele cu acționare hidraulică Glacier, care au avantajul că sînt simple și au o capacitate mare de reținere a impurităților [32].

Filtrele active, servesc pentru reținerea impurităților solubile în ulei (acizi etc.), pe un mediu de reținere: cărbune absorbant, pămînt decolorant, alumină activată etc. [32].

1.5.4.5. *ULEIURI PENTRU MOTOARELE AUTOVEHICULELOR. APRECIEREA MOMENTULUI DE ÎNLOCUIRE A ULEIULUI*

Proprietăţile de ungere ale unui ulei sînt date de viscozitate şi onctuozitate. Funcţiunea principală a uleiului fiind ungerea hidrodinamică (lichidă) a pieselor în mişcare relativă, trebuie ca uleiul să fie suficient de vîscos pentru a putea suporta sarcini relativ mari. Pe de altă parte, uleiul trebuie să aibă o viscozitate mică (în special la pornire) pentru a consuma o parte cît mai mică din puterea dezvoltată de motor.

Un ulei este cu atît mai superior cu cît îşi menţine mai constantă viscozitatea cu modificarea regimului de temperatură şi presiune.

Uleiurile actuale, pentru a răspunde cerinţelor impuse, sînt în majoritate de natură parafinică, cu indici de viscozitate în jur de 100 sau chiar mai mari.

Uleiurile multigrade, denumite şi universale, sînt destinate pentru funcţionarea motoarelor, atît vara cît şi iarna. Astfel de uleiuri prezintă o serie de avantaje: pornirea uşoară a motorului la rece, reducerea frecării, micşorarea cantităţii depunerilor în motor, durata mare de utilizare.

Uleiurile româneşti* pentru motoare se împart în trei categorii: pentru MAS, notate cu litera M, pentru MAC (diesel) notate cu litera D şi pentru motoare de aviaţie (AVI). Simbolurile pentru uleiurile de motoare sînt urmate de cifre care indică clasele de viscozitate (SAE). Uleiurile multigrade, care asigură ungerea într-un interval extins pe mai multe clase de viscozitate, se notează prin clasele extreme ale viscozităţilor separate printr-o bară (de exemplu 10 W/30).

Un ulei tipic funcţionării MAS şi MAC, folosit în condiţii moderate pînă la severe, care face parte din categoria MM, respectiv DG, cu viscozitatea clasei SAE 30, se notează — ulei M 30 Extra.

Un ulei pentru condiţii MM şi MA (funcţionare tipică MAS, care prezintă cerinţe speciale de ungere, uzură şi coroziune), precum şi DM (funcţionare tipică MAC în condiţii severe), cu viscozitatea claselor SAE 10 W şi 30 se notează: Ulei M 10 W/30 Super 1.

În tabelul 1.22 se indică principalele uleiuri pentru autovehicule şi corespondenţa acestora cu uleiurile din alte ţări.

---

* STAS 871—81 şi clasificarea SAE (SAE — Society of Automotive Engineers).

Tabelul 1.22

Uleiuri recomandate pentru autovehicule

Uleiuri româneşti		Uleiuri pentru servicii comparabile comercializate în alte ţări					°E la 50°C	Recomandări de utilizare
Denumirea actuală conform STAS 871—81	Denumirea veche	SHELL	MOBIL	CASTROL	ESSO	U.R.S.S.		
M 30 Extra	SR 211 vară	Shell X—100—30	Mobil Delvac—930	Castrol 30 HD	Esso HD—30	AS—10 (M—10 B)	8÷10	De la 0 pînă la 32,2°C
M 20/20 W Extra	SR 211 iarnă	Shell X—100—20/20 W	Mobil Delvac—920	Castrol 20 W/20 HD	Esso HD—20	AS—6 (M—6 B)	5÷6,3	de la —12,2 pînă la 0°C
M 20 W/40 Super 1	—	Shell X—100 multigrade 20 W/40	Mobil A	Castrol XL	—	—	9	De la 0 pînă la peste 32,2°C
M 10 W/30 Super 1	—	Shell X—100 multigrade 10 W/30	Mobil Arctic	Castrolite	Esso Extra Motor Oil	M—10 B—AZ	6	De la —23,3 pînă la 32,2°C
DS — 30	—	—	—	—	—	—	7,5—9	De la —20°C pînă la peste 32,2°C
DS — 40	—	—	—	—	—	—	10—12	Idem

Calitatea uleiului, colmatarea și consumul de ulei.

La alegerea uleiului trebuie să se aibă în vedere ca acesta să satisfacă funcțiunile de ungere, să-și mențină proprietățile fizico-chimice inițiale pentru o durată cît mai mare de funcționare a motorului, să fie puțin sensibil la variația temperaturii mediului ambiant și să fie relativ ieftin.

Deoarece pornirea motoarelor depinde în foarte mare măsură de viscozitatea uleiului, rezultă importanța care trebuie acordată acestei mărimi.

În exploatarea motoarelor prezintă importanță deosebită alegerea viscozității optime a uleiului, în funcție de uzura pieselor, știut fiind că odată cu înaintarea gradului de uzură se impun uleiuri cu viscozitate mai ridicată.

La motoarele noi (în rodaj sau imediat după rodaj) se recomandă uleiurile cu foarte bune proprietăți de onctuozitate, antigripante (aditivate).

La MAS, după rodaj, se pot utiliza uleiurile multigrad Extra M 10 W/30 și M 20 W/40 (cu indicele de viscozitate* 115).

La MAC, uleiurile trebuie să îndeplinească condiții de calitate superioare celor impuse pentru MAS, datorită tendinței mai accentuate de blocare a segmenților ca urmare a depunerilor formate pe pistoane. Pe de altă parte are loc o colmatare mai rapidă a uleiului din carter cu fracțiuni din combustibilul ars incomplet. La MAC, se utilizează uleiuri cu bune proprietăți detergent-dispersante și mare rezistență la oxidare (de obicei ulei monograd), cum sînt uleiurile Super 1 (M 20/20 W Super 1, M 30 Super 1, M 40 Super 1) și uleiurile pentru MAC supraalimentate (DS 30 și DS 40)**.

Colmatarea uleiului în timpul funcționării motorului se datorește contaminării acestuia cu diferite impurități sau modificării compoziției sale prin alterarea cu combustibil sau produse de ardere.

De obicei, cu excepția combustibilului și apei, elemente greu de reținut prin filtrare, celelalte particule pot fi reținute, cu condiția menținerii filtrelor în perfectă stare de funcționare.

---

* Servește pentru aprecierea comportării uleiului la diferite temperaturi. Un ulei ideal ar fi acela la care indicele de viscozitate n-ar varia cu temperatura. Cu cît indicele de viscozitate este mai mare uleiul are o comportare mai bună în timpul funcționării motorului.

** Începînd cu 1982 uleiurile DS—30 și DS—40, vor fi înlocuite cu uleiuri M 30 Super 2 și M 40 Super 2.

Consumul de ulei variază în limite foarte largi în funcție de starea motorului și proprietățile uleiului.

Consumul de ulei trebuie privit cu mare atenție, deoarece dă indicații și asupra performanțelor motorului (gradului de uzură a pieselor).

Consumul de ulei, deși neelucidat complet, are loc: datorită scăpărilor prin neetanșeități; datorită arderii în contact cu piesele încălzite, pătrunderii sale în camera de ardere etc.

Ținînd seama de particularitățile funcționale ale motorului termic cu piston, este evident că trebuie să se admită un anumit consum de ulei (circa 0,2 ... 0,3 litri la 1000 km parcurși, la automobile).

Cunoscînd căile prin care poate avea loc un consum exagerat de ulei: jocuri prea mari la montaj, uzura accentuată a pieselor din grupul piston-cilindru și a altor piese în mișcare relativă; reglarea necorespunzătoare a mecanismului de distribuție, trebuie acționat pentru evitarea acestora.

Modul de exploatare a motorului determină un anumit consum de ulei. Prin mărirea turației motorului sporește consumul de ulei datorită scăpărilor prin jocurile dintre maneton, lagărul de bielă și datorită pătrunderii în camera de ardere.

Aprecierea momentului de înlocuire a uleiului. În acest sens se cunosc metode de laborator (care necesită aparatură specială și un timp relativ mare pentru încercări) și metode operative, practice (mai puțin precise).

Metoda microscopică [32] permite stabilirea momentului de înlocuire a uleiului, în funcție de cantitatea impurităților insolubile în ulei.

Metoda fotoelectrică [16] permite, de asemenea, aprecierea momentului de înlocuire a uleiului, în funcție de cantitatea impurităților existente în ulei.

O metodă operativă și relativ eficace o constituie metoda petei de ulei. În funcție de aspectul petei pe care o picătură de ulei din carter o lasă pe o hîrtie de filtru, se poate aprecia calitatea acestuia. După circa 3—4 ore picătura de ulei depusă difuzează prin porii hîrtiei și formează o pată circulară cu mai multe zone concentrice. Zona centrală caracterizează starea de uzură a uleiului prin gradul său de opacitate (concentrația particulelor de impurități).

1.5.5. RĂCIREA MOTOARELOR

1.5.5.1. *ROLUL INSTALAȚIEI DE RĂCIRE*

Regimul termic al motorului, definit prin temperatura pieselor, exercită o influență deosebită asupra puterii, economicității, siguranței și duratei de funcționare.

Asigurarea temperaturii normale de funcționare a pieselor se realizează prin evacuarea controlată a căldurii de către fluidul de răcire (lichid sau aer), care circulă în exteriorul pieselor. La un regim termic normal al motorului, temperatura lichidului de răcire este 80—90°C, în cazul instalațiilor de răcire deschise și de 100—110°C la instalații de răcire sub presiune (circuitul lichidului nu comunică cu atmosfera). Temperatura aerului la ieșirea din motor atinge 90—120°C.

1.5.5.2. *SISTEME DE RĂCIRE*

Se deosebesc sisteme de răcire cu aer și sisteme de răcire cu lichid (dealtfel, este un sistem mixt lichid+aer).

Răcirea cu aer a motorului se realizează prin circulația forțată a aerului, dirijat printr-o carcasă de răcire, montată în jurul motorului. Aerul este vehiculat de către un ventilator, iar pentru intensificarea răcirii, cilindrii și chiulasa sînt prevăzuți cu nervuri. Răcirea cu aer se aplică, de obicei, la motoare cu număr redus de cilindri.

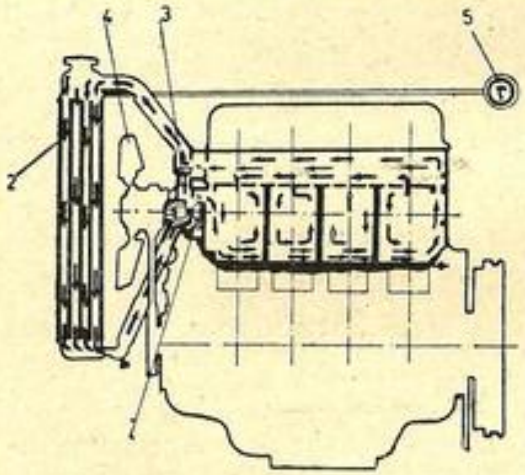


Fig. 1.116. Sistem de răcire cu lichid:
1 — pompa de apă; 2 — radiator; 3 — termostat; 4 — ventilator; 5 — termometru.

Un sistem de răcire cu lichid este alcătuit din două circuite: circuitul cu lichid și circuitul de aer.

Circuitul cu lichid este de obicei sub presiune (fig. 1.116). P o m p a 1 asigură circulația forțată a lichidului (apă sau lichid antigel), astfel încît să nu se opună circulației libere a lichidului.

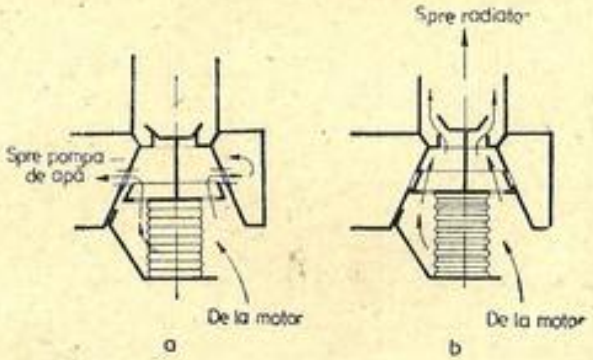


Fig. 1.117. Schema de funcționare a termostatului:
a — închis; b — deschis.

La pornirea motorului, lichidul nu trece prin radiatorul 2, fiind oprit de termostatul 3, care este închis (fig. 1.117 a). După încălzirea motorului (cînd lichidul are în jur de 75°C), termostatul se deschide (fig. 1.117 b), iar lichidul trece prin radiator, asigurîndu-se astfel menținerea temperaturii optime de funcționare a pieselor.

Circuitul de aer este asigurat de către ventilatorul 4, care dirijează aerul spre radiator și în lungul motorului.

Unele defecțiuni, cauze, consecințe și posibilități de remediere datorate sistemului de răcire, sînt redate în tabelul 1.23.

Tabelul 1.23

Defecțiuni, cauze, consecințe și posibilități de remediere datorate sistemului de răcire

Defecțiuni	Cauze	Consecințe	Posibilități de remediere
Temperatura lichidului la ieșirea din motor prea scăzută	— Debit de lichid prea mare — Depuneri de săruri pe cămăși și în canalizația chiulasei	Cînd sînt depuneri grupul piston-cilindru lucrează la temperaturi prea mari, apărînd pericolul de gripare, fisurare etc.	Se verifică debitul de lichid. Cînd sînt depuneri se curăță canalizația cu soluții speciale pentru dizolvarea sărurilor

Tabelul 1.23. (continuare)

Defecţiuni	Cauze	Consecinţe	Posibilităţi de remediere
Temperatura lichidului la ieşirea din motor este prea ridicată	Debit de lichid prea mic sau pompa uzată. Frecări prea mari în grupul piston-cilindru datorate ungerii necorespunzătoare	Tensiuni termice ridicate. Griparea motorului	Se va evita regimul de putere maximă, pînă la înlăturarea cauzelor
Motorul produce depuneri cărbunoase în cantitate prea mare	Motor prea rece	Funcţionare neeconomică	Se înlătură cauzele temperaturii prea scăzute în sistemul de răcire

1.5.6. PORNIREA MOTOARELOR

Motoarele de autovehicule pot intra în funcţiune numai dacă sînt antrenate manual sau automat, pînă la o turaţie minimă, numită turaţie de pornire. La această turaţie se poate realiza independent ciclul funcţional al motorului (admisie-comprimare-ardere-detentă-evacuare).

Turaţia de pornire la MAC este mai mare decît la MAS. Astfel, la o temperatură exterioară de 0°C, turaţia de pornire la MAS este de 40 ... 80 rot/min, iar la MAC de 100 ... 200 rot/min, valorile mai mici fiind proprii MAC cu injecţie directă.

La MAC, formarea amestecului la pornire este mai dificilă ca la MAS, în special la temperaturi scăzute, cînd se intensifică schimbul de căldură prin pereţi, înrăutăţindu-se autoaprinderea combustibilului.

Pornirea motoarelor de autovehicule se poate face: manual, cu demaror şi MAS auxiliar.

Pornirea manuală, cu ajutorul unei manivele cuplate cu capătul arborelui cotit, este procedeul cel mai simplu, care poate fi aplicat la MAS şi MAC cu puteri pînă la 30 CP.

Pornirea cu demaror electric are cea mai largă răspîndire.

Demarorul electric este un motor de curent continuu cu excitaţie în serie, care se cuplează cu motorul cu ardere internă numai pentru antrenarea acestuia la pornire. În perioada pornirii, demarorul electric este alimentat de la bateria de acumulatoare.

Puterea unui demaror electric reprezintă 1 ... 2,5% din puterea MAS şi 5 ... 10% din puterea MAC.

Schema unui sistem de pornire cu demaror electric este redată în figura 1.118 a. Alimentarea demarorului se face direct de la bateria de acumulatoare 1, prin întrerupătorul de pornire 2. Pentru a evita curenţii mari de pornire care apar, în special la contact imperfect al întrerupătorului, se utilizează releul de pornire 3 (fig 1.118 b).

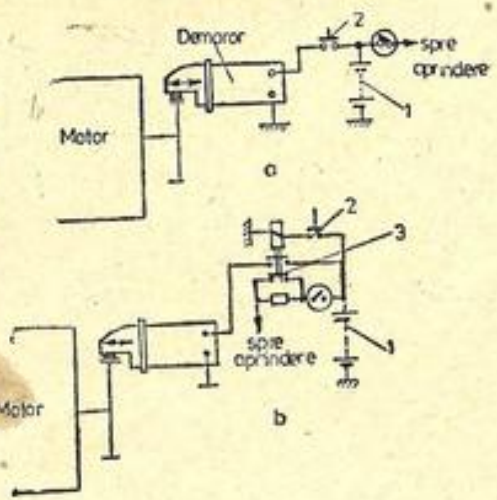


Fig. 1.118. Schema unor sisteme de pornire cu demaror electric.

La unele autovehicule (autoturisme) se experimentează sisteme de pornire automatizate, cum ar fi: sistemul de pornire cu dispozitiv automat de comandă simultan cu închiderea circuitului de aprindere etc.

Pornirea cu MAS auxiliar se aplică la MAC cu camere separate. MAS auxiliar este un motor în patru sau doi timpi, cu o putere de 10 ... 20 CP, care se cuplează cu MAC principal doar în perioada pornirii.

În cazul pornirii MAC, la temperaturi joase se aplică o serie de procedee, care sînt menite să uşureze pornirea. Dintre acestea: preîncălzirea generală a motorului, încălzirea aerului aspirat şi reducerea puterii necesare pornirii sînt cele mai indicate.

Preîncălzirea generală a motorului se realizează introducînd apă fierbinte în sistemul de răcire, care are ca efect ridicarea temperaturii pieselor şi reducerea viscozităţii uleiului, ceea ce contribuie la uşurarea pornirii.

Încălzirea aerului aspirat în cilindri se realizează cu o rezistenţă electrică montată în galeria de admisie, care înainte şi în momentul pornirii se încălzeşte la incandescenţă prin cuplare la bateria de acumulatoare.

Pentru preîncălzirea aerului admis în cilindri se utilizează şi procedeul de pulverizare a unor combustibili uşor volatili în colectorul de admisie.

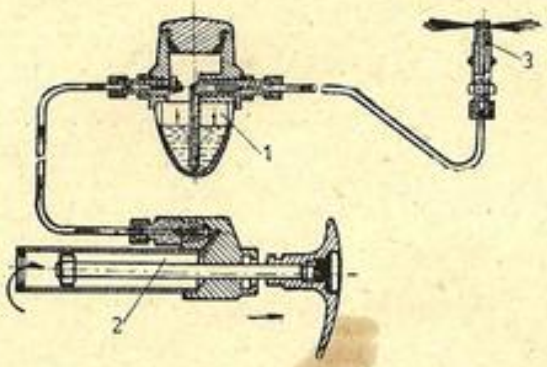


Fig. 1.119. Dispozitiv de ușurare a pornirii MAC la temperaturi joase.

Un astfel de dispozitiv este dispozitivul de pornire start-Pilot, utilizat la multe autovehicule. Prin acest dispozitiv (fig. 1.119) se pulverizează în galeria de admisie un combustibil special format din hidrocarburi cu punctul de evaporare între —40 ... +200°C și cu cifra cetanică foarte ridicată, care asigură o pornire ușoară. Combustibilul special este antrenat din rezervorul 1 de către aerul comprimat prin pompa 2. Amestecul combustibil-aer este introdus în galeria de admisie prin pulverizatorul 3.

Pentru încălzirea aerului aspirat, se pot folosi și termostartere (fig. 1.120) conectate la instalația electrică. În momentul pornirii filamentul 1 încălzește pulverizatorul cu bilă 2, care se deschide, permițînd trecerea unei cantități determinate de motorină. Motorina vaporizată la ieșire din pulverizator, se aprinde de la filamentul 3 în maximum 15 s.

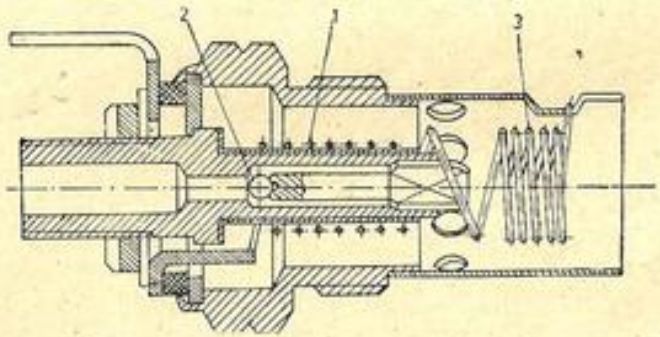


Fig. 1.120. Termostarter pentru ușurarea pornirii MAC la temperaturi joase.

Un astfel de termostarter asigură porniri sigure pînă la temperaturi de —18°C.

Reducerea puterii necesară pornirii se asigură prin decompresarea MAC pînă la atingerea turației de pornire. Tot în acest scop este utilă preîncălzirea uleiului din carter.

Principalele defecțiuni, cauze și remedieri la pornire sînt redate în tabelul 1.24.

Tabelul 1.24

Defecțiuni, cauze și remedieri la pornire

Defecțiuni	Cauze	Remedieri	Obs.
Turație redusă a demarorului (motorul nu pornește)	Bateria de acumulatoare insuficient încărcată	Bateria de acumulatoare se încarcă la parametrii normali	
	Temperatura ambiantă scăzută	Se aplică metode de ușurare a pornirii	La MAC
	Uleiul prea viscos	Se schimbă uleiul de vară cu cel de iarnă	
Demarorul nu se rotește	Bateria de acumulatoare descărcată	Se încarcă bateria de acumulatoare	
	Contact insuficient la bornele bateriei	Se curăță bornele și se reface contactul	
	Perii de cărbune uzate	Se înlocuiesc	
	Colectorul uzat sau murdar	Se curăță și se verifică	
	Pinionul demarorului s-a blocat în coroana dințată a volantului	Se rectifică dinții pinionului și coroanei volantului	
	Întrerupător defect	Se reglează sau se înlocuiește	
Demarorul se rotește dar pinionul nu cuplează	Dinții pinionului sau ai volantului au bavuri	Se înlătură bavurile	
	Bucșa alunecătoare este blocată	Se deblochează bucșa	
Demarorul se rotește dar pinionul rămîne blocat în dinții coroanei	Arcul de readucere este slăbit	Se verifică arcurile și se înlocuiesc dacă este necesar	
	Dinții au bavuri	Se înlătură bavurile	

1.6. POLUAREA CHIMICĂ ŞI SONORĂ A MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE

1.6.1. POLUAREA CHIMICĂ

1.6.1.1. *GENEZA ŞI EFECTELE SUBSTANŢELOR POLUANTE. LIMITE ADMISE*

Poluarea atmosferei de către motoarele autovehiculelor reprezintă impurificarea aerului din mediul ambiant cu substanţe gazoase (oxid de carbon CO, hidrocarburi C_mH_n, oxizi de azot NO_x etc., numite noxe) şi particule solide de carbon (funingine sau fum).

La funcţionarea MAS sursele de substanţe poluante sînt: gazele de evacuare (circa 65%), carterul (circa 20%), carburatorul (circa 9%) şi rezervorul de combustibil (circa 6%).

În anumite condiţii atmosferice, apare smogul (amestec de ceaţă şi fum). Se cunosc două tipuri de smog. Smogul caracteristic oraşului californian Los Angeles, de natură fotochimică, are ca mecanism reacţiile oxizilor de azot cu aerul sub acţiunea razelor solare, obţinîndu-se ozonul. Acesta, în prezenţa hidrocarburilor nearse din gazele de evacuare şi a oxizilor de azot, sub acţiunea luminii, formează smogul „fotochimic". Acest tip de smog se produce într-o atmosferă uscată, la peste 24°C sub acţiunea razelor solare strălucitoare.

Un alt tip de smog, produs de particulele de funingine (caracteristice MAC), oxidul de carbon şi oxidul de sulf se formează într-o atmosferă umedă, la temperaturi sub 4°C, smog specific oraşelor Londra, Paris, New-York etc.

Emisia de produşi poluanţi diferă cu tipul motorului şi regimul de funcţionare (tab. 1.25).

Dacă se exceptează funinginea sau fumul (caracteristice MAC), MAS sînt mai poluante decît MAC. Dacă se ia în considerare şi fumul, poluarea MAC este de acelaşi nivel cu poluarea produsă de MAS.

Dintre regimurile de funcţionare ale motorului, regimul de mers încet, în gol, accelerarea şi decelerarea sînt mai poluante decît regimul normal de funcţionare.

Tabelul 1.25

Emisiile de produşi poluanţi pentru MAS şi MAC

Poluantul	Unitatea de măsură	Mers încet în gol		Regim normal		Accelerare		Decelerare	
		MAS	MAC	MAS	MAC	MAS	MAC	MAS	MAC
CO	%	7	urme	1,5	0,1	1,8–2	urme	2,5	urme
C_mH_n	%	0,5	0,05	0,2	0,02	0,1	0,01	1,0	0,03
NO_x	p.p.m.	30	60	1100	1000	650	250	10	20
Aldehide	p.p.m.	10	20	20	10	10	10	300	30

Oxidul de carbon, CO, apare în procesul destinderii, după reacţia [37]:

$$CO + OH \rightleftharpoons CO_2 + H,$$

în care hidrogenul atomic H şi hidroxilul OH apar dintr-o serie de reacţii, care includ recombinări în prezenţa unei molecule inerte, sau reacţii bimoleculare de schimbare a ionilor.

Oxidul de carbon poate reacţiona cu hemoglobina rezultînd carboxihemoglobina:

$$CO + Hb \rightarrow HbCO,$$

substanţă suficient de stabilă, care poate bloca ţesuturile omului, împiedicînd oxigenarea acestora.

Intoxicarea cu CO poate conduce la dureri de cap, oboseală, judecată tulburată, colaps şi sincopă în caz de efort, oprirea respiraţiei şi efect letal, dacă nu se iau măsuri de dezintoxicare.

Oxizii de azot, NO_x, pot fi sub formă de N_2O, NO şi NO_2.

Oxidul azotos N_2O este un component stabil la 500°C şi rezultă printr-o reacţie fotochimică, sau ca urmare a combinării azotului cu oxigenul atomic, în prezenţa unei molecule inerte M:

$$O_2 + h\nu = 2O,$$

în care $h\nu$ este o cuantă de energie, sau

$$O + N_2 + M = N_2O + M.$$

Oxidul de azot, apare conform reacţiilor:

$$O + N_2 \rightleftarrows NO + N,$$

$$O_2 + N \rightleftarrows NO + O,$$

numite ecuaţiile lui Zeldovici. Acestea pot fi completate cu reacţia [37]

$$O_2 + N_2 \rightleftarrows 2NO.$$

La dozaje bogate oxidul de azot poate apare şi după reacţia:

$$N + OH \rightleftarrows NO + H.$$

Bioxidul de azot se formează conform reacţiei:

$$2NO + O_2 = 2NO_2.$$

Bioxidul de azot NO_2 este de circa patru ori mai toxic decît oxidul de azot NO şi de circa zece ori mai toxic decît oxidul de carbon.

Expunerea unui subiect la o concentraţie de 9,4 mg/m³ aer, adică 5 p.p.m. (părţi pe milion) bioxid de azot, timp de 10 minute, provoacă tulburări respiratorii intense, dar trecătoare [37].

Hidrocarburile sînt nocive în cantităţi mari. De la 35 g/m³ aer se înrăutăţeşte respiraţia. Cele mai nocive sînt particulele cuprinse între 100—10000 nm (1 nm = 10^{-6} mm).

Ozonul, inspirat 0,30 p.p.m., într-un timp foarte scurt, produce inflamaţii faringiene.

Smogul produce iritarea căilor respiratorii şi reduce vizibilitatea atmosferei.

Alţi poluanţi sînt plumbul şi sulful. Plumbul se fixează în oase (netoxic), dar ajungînd în sînge produce o serie de efecte dăunătoare (intoxicaţii, modifică metabolismul etc.). În general, copiii sînt mai sensibili.

Sulful rezultă rar la motoarele cu ardere internă (la MAC însă în cantităţi neglijabile).

Fumul (funinginea), caracteristică pentru MAC (diesel), este o asociaţie de produşi de cracare (carboizi) şi carbon. Produce efecte de iritare a ochilor şi căilor respiratorii.

În majoritatea ţărilor se pune din ce în ce mai mult problema limitării concentraţiilor de produşi poluanţi. În tabelul 1.26 se redă evoluţia concentraţiilor limită, în S.U.A.

Tabelul 1.26

Evoluţia concentraţiilor limită de produşi poluanţi în S.U.A.

	1965	1968	1970	1971	1972	1973/ 1974	1975	După 1976
CO %	100	48	31	31	31	31	4	4
C_mH_n%	100	30	20	20	20	20	3	3
NO_x%	100	100	100	100	100	55	55	10

În R.S.R., normele admise se referă doar la CO, care pentru autoturisme admit 4,5% (la ralanti, cu motorul cald).

1.6.1.2. *FACTORI DE INFLUENŢĂ ŞI POSIBILITĂŢI DE REDUCERE A SUBSTANŢELOR POLUANTE LA MOTOARELE ACTUALE*

Dintre factorii principali care favorizează producerea substanţelor poluante, se amintesc: dozajul, temperatura iniţială (măsurată în cilindru la începutul admisiei), gazele reziduale, umiditatea, avansul, turaţia, sarcina, raportul de compresie etc.

La sărăcirea dozajului (fig. 1.121), conţinutul de CO în gazele arse scade, NO_x trece printr-un maxim, iar hidrocarburile C_mH_n, după ce trec printr-un minim, tind să crească.

Autovehiculele la care dozajul este reglat necorespunzător, emană prin gazele de evacuare 8...10% CO. Prin reglaje optime se poate ajunge la un conţinut de CO sub 4,5%.

Încercările experimentale arată că prin reducerea conţinutului de CO în gaze-

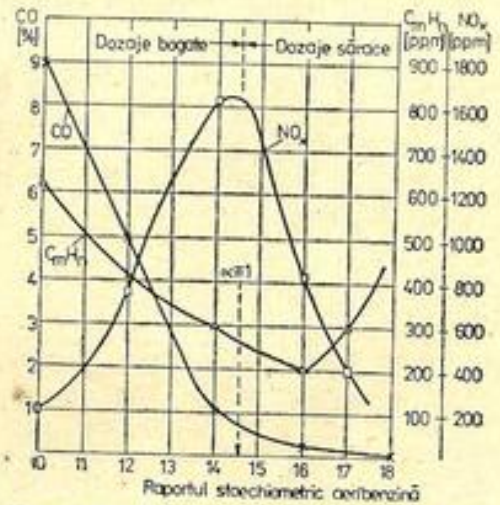


Fig. 1.121. Influenţa dozajului asupra emisiilor poluante.

le evacuate, de la 7 la 4,5%, poluarea în ansamblu se reduce aproximativ cu 20%, realizîndu-se în același timp și o economie de combustibil de 1—1,3 litri/100 km.

Prin creșterea temperaturii inițiale, crește temperatura maximă în cilindri și NO_x, de asemenea. Vaporizarea combustibilului fiind mai bună, conținutul de hidrocarburi scade. Ca urmare a dozării mai uniforme a amestecului în cilindri, scade și CO, dar scade și cantitatea de fluid motor introdus în cilindri, precum și puterea motorului.

Gazele reziduale au un efect de diluare a amestecului, frînînd reacțiile chimice. La mărirea cantității de gaze reziduale, conținutul de CO și C_mH_n rămîne aproximativ constant, NO_x scade, însă gazele reziduale afectează negativ puterea și consumul specific efectiv de combustibil.

Umiditatea atmosferică influențează prin două mecanisme, prin scăderea temperaturii generale și prin prezența vaporilor de apă (la temperaturi joase joacă rol de molecule inerte, iar la temperaturi ridicate de elemente active).

La mărirea umidității, conținutul de CO și C_mH_n nu se schimbă sensibil, NO_x scade, puterea motorului crește, iar consumul specific efectiv de combustibil scade. Apare însă și tendința de detonație.

Avansul optim conduce la putere și economicitate maximă, însă și conținutul de NO_x este maxim. Pentru a reduce NO_x avansul trebuie redus, însă în acest caz puterea scade, iar consumul specific efectiv de combustibil și regimul termic cresc sensibil.

Influența turației se manifestă mai mult asupra NO_x.

Sarcina influențează sensibil conținutul de CO și NO_x, care cresc odată cu creșterea sarcinii.

Fumul, pentru MAC crește de asemenea odată cu creșterea sarcinii. La creșterea raportului de compresie, ca urmare a depunerilor formate în camera de ardere, apar efecte nefavorabile (pe lîngă mărirea tendinței spre detonație), crește și conținutul de C_mH_n și NO_x.

Pentru a evita utilizarea benzinelor etilate, cu tetraetil de plumb, în multe țări se remarcă tendința de scădere a raportului de compresie; evident aceasta presupune o anumită reducere a puterii și economicității.

O comparație între poluarea MAS (acestea fiind luate ca bază de comparație) și MAC este redată în tabelul 1.27.

Tabelul 1.27

Comparație între capacitatea poluantă a MAC și MAS

Tipul motorului	CO [%]	C_mH_n [%]	NO_x [%]
MAS	100	100	100
MAC cu injecție directă	17	93	85
MAC cu camere de precombustie	5	10	57

Reducerea emisiilor poluante presupune: a) îmbunătățirea condițiilor de ardere a combustibilului prin: optimizarea proceselor de formare a amestecului și arderii, injecție de aer în conducta de evacuare, recircularea gazelor din carter, suprimarea evaporațiilor de combustibil, reducerea concentrațiilor de plumb din benzină; b) inovații tehnologice: postardere sau cataliză, utilizarea gazelor naturale, ameliorarea arderii benzinei (ardere „stratificată"), utilizarea unor carburatoare speciale, injecție de benzină etc.; c) dezvoltarea de noi tipuri de motoare: electrice, cu ardere externă (cu abur și Stirling), motoare hibride etc.

Evoluția posibilă a motoarelor pentru autovehicule, în vederea reducerii poluării rezultă din tabelul 1.28.

Pentru reducerea emisiilor poluante la motoarele actuale, important este să se asigure condiții de ardere, prin automatizarea avansului la aprindere în funcție de anumite mărimi de care depinde poluarea, reglarea corespunzătoare a carburatoarelor, evitarea funcționării îndelungate la mersul în gol, mărirea turației pentru mersul în gol (ralanti), evitarea accelerărilor inutile și a funcționării motoarelor în suprasarcină.

1.6.2. POLUAREA SONORĂ

1.6.2.1. *SURSELE DE ZGOMOT ALE MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE*

În funcționarea motoarelor de autovehicule se produc zgomote de natură mecanică, datorită arderii și de natură gazodinamică.

Sursele mecanice de zgomot sînt piesele motorului în mișcare de translație sau rotație, în special datorită jocurilor mari și ma-

Tabelul 1.28

Evoluția posibilă a motoarelor pentru autovehicule în vederea reducerii poluării

Tipul motorului (procedeul)	*Ameliorarea motoarelor actuale*		Costul pe autovehicul în medie la cumpărare	Costul utilizării	Termen posibil pentru fabricarea în serie mare
	Poluarea față de un autovehicul construit în Europa 1972 cu benzină	Avantaje și dezavantaje tehnice			
Postardere	Se reduce CO cu 40%; C_mH_n cu 40%.	Incomod, izolație termică, pompă de aer, pierderi de putere 10—15%	Mai mare cu 6—8%	Mai mare cu 10—20%	1983
Dublă cataliză	Se reduce CO cu 40%; C_mH_n cu 40%, iar NO_x cu 70—80%	Catalizatorii nu sînt puși la punct. Incomod, pierderi de putere 10—20%.	Mai mare cu 10%	Mai mare cu 10—20%	Peste 1982
Recircularea gazelor de evacuare	CO-neschimbat; C_mH_n—idem; NO_x se reduce cu 30—50% (se recirculă mai puțin de 30% din cantitatea gazelor evacuate)	Trebuie răcire și filtrare pentru gazele recirculate. Apar pierderi de putere	Mai mare cu 1%	Neschimbat	1983
Ameliorarea motorului diesel (reducerea mirosului gazelor arse)	Se reduce CO cu 90%; C_mH_n se reduc cu 50%; NO_x rămîne neschimbat	Se accentuează zgomotul și vibrațiile	Mai mare cu 5—10%	Mai economic	1985
Motor cu gaze	Se reduce CO cu 80%; C_mH_n cu 1,5%; NO_x cu 30—50%	Reglarea dificilă. Rezervoarele de volum și masă mare. Risc de explozie	Mai mare cu 3—13%	Economic	1984
Formarea stratificată a amestecului	Nu se preconizează o îmbunătățire prea mare	Funcționare mai silențioasă	Mai mare cu 3—6%	Economic	1984
Motor Wankel	Nu aduce o ameliorare prea mare	Compactitate ridicată	Mai mare cu 1—5%	La fel	După 1980

MOTOARE NOI

Motor electric cu acumulatori	Nici un fel de emisie poluantă.	Greu și incomod. Autonomie redusă.	Nu s-au făcut evaluări	Mare	După 1984
Motor electric cu pilă de combustie	Emisiile poluante se reduc cu mai mult de 90%	Trebuie să ajungă la o putere masică suficientă pentru utilizarea normală a autovehiculului	I d e m	Idem	După 1990
Motor electric cu pilă de combustie și acumulatori	I d e m	I d e m	I d e m	I d e m	Prototip 1984
Motor hibrid (electric + cu ardere internă)	În orașe cu motor electric deci nepoluant	Greu și incomod	Mai mare cu 30—50%	Mare	După 1990
Motor cu abur	Se reduce poluarea cu circa 90%	Policarburant, silențios, transmisie simplă. Greu, incomod, pericol de înghet, timp de demaraj mare	Mai mare cu 5—10%	Consum mare de combustibil	După 1990
Motor Stirling	Se apreciază o reducere cu 90% pentru fiecare poluant	Policarburant, silențios, echilibrat, randament bun. Răcirea mai dificilă, demaraj 10—30 s, deservire mai complexă.	Mai mare cu 15—20%	Consum mai redus cu 15—20%	După 1990
Motor turbină cu gaze	Se reduce CO cu 80%; C_mH_n cu 70%; NO_x neschimbat	Policarburant, echilibrat. Este greu, incomod, pornire dificilă	Mai mare cu 10—15%	Consum mare de combustibil în oraș	După 1985

selor imperfect echilibrate, reglării incorecte a mecanismelor de distribuție, injecție etc.

Arderea are o pondere diferită la MAS față de MAC. La MAS, datorită faptului că amestecul este mai uniform, iar presiunea de ardere relativ mică, și zgomotul produs este mai redus decît la MAC. Totuși, atunci cînd se utilizează combustibili necorespunzători, de exemplu cu cifra octanică mai mică față de cea indicată de uzina constructoare, și cînd se formează calamină în camera de ardere, pot apărea și la MAS arderi anormale (detonații sau aprinderi secundare ale amestecului), însoțite de zgomote stridente.

Sursele gazodinamice de zgomot sînt: admisia aerului în cilindri, deplasarea aerului de către ventilator, rezistența aerului datorită deplasării autovehiculului și evacuarea gazelor.

Sursa gazodinamică de zgomot, cu ponderea cea mai mare la un motor de autovehicul, o constituie evacuarea gazelor.

Zgomotul produs de evacuarea gazelor are un spectru foarte complex, care depinde de numărul deschiderilor supapelor de evacuare, de construcția sistemului de evacuare, de regimul de funcționare a motorului și, în cea mai mare măsură, de tipul atenuatorului de zgomot utilizat.

1.6.2.2. *MĂRIMI CARACTERISTICE ȘI LIMITE ADMISE PENTRU ZGOMOT*

Mărimile care servesc la aprecierea zgomotului sînt presiunea, intensitatea și puterea acustică.

Presiunea acustică instantanee reprezintă variația presiunii statice din coloana de gaze. În calcule și măsurări se utilizează presiunea acustică eficace p, care se definește ca valoare medie patratică a presiunii acustice instantanee pentru un interval de timp egal cu o perioadă, într-un anumit punct al volumului de gaze.

Intensitatea acustică se obține raportînd fluxul de energie acustică (raportul dintre energia acustică W și timpul τ), la o suprafață dată A, normală pe direcția de propagare:

$$I = \frac{W}{\tau \cdot A} \quad \left[\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2}\right]. \tag{1.45}$$

Măsurarea directă a intensității acustice fiind dificilă, se exprimă în funcție de presiunea acustică eficace p,

$$I = \frac{p}{\rho \cdot c}, \tag{1.46}$$

în care ρ este densitatea gazului; c — viteza sunetului în gazul respectiv.

Produsul $\rho \cdot c$ se numește impedanță, caracteristică mediului, fiind analoagă cu rezistența electrică a unui conductor.

Pentru aer, $\rho \cdot c = 414\ \mathrm{N \cdot s/m^3}$ ($c = 344$ m/s, iar $\rho = 1{,}2\ \mathrm{kg/m^3}$).

Puterea acustică reprezintă energia acustică totală radiată de o sursă în unitatea de timp,

$$P = IA_t \quad [\mathrm{W}] \tag{1.47}$$

în care A_t este suprafața totală străbătută de energia acustică radiată de sursă.

Deoarece domeniul puterilor pentru sursele sonore este foarte larg, pentru a ușura măsurarea, în locul scării liniare se folosește o scară logaritmică, utilizîndu-se în acest caz noțiunea de nivel acustic.

Astfel, nivelul de presiune acustică L_p este:

$$L_p = 20 \lg \frac{p}{p_0} \quad [\mathrm{dB}]; \tag{1.48}$$

în care $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}\ \mathrm{N/m^2}$ este presiunea acustică de referință.

Legătura între natura fizică a zgomotului și perceperea fiziologică este dată de legea Weber—Fechner,

$$N = C \lg I, \tag{1.49}$$

în care N este intensitatea senzației auditive; I — intensitatea excitației fizice: C — constantă.

Legea Weber—Fechner are o deosebită importanță practică, servind la stabilirea modului de măsurare a intensității zgomotului și la fixarea căilor de reducere a lui.

Pentru a putea deosebi între ele două zgomote din punct de vedere subiectiv, se precizează o serie de mărimi: înălțimea, tăria și timbrul care servesc la aprecierea zgomotului din punct de vedere fiziologic.

Înălțimea este însușirea senzației auditive, după care sunetele pot fi ordonate pe o scară de la sunete „joase" la sunete „înalte". În banda de frecvențe 1000—5000 Hz, în care urechea are o sensibilitate maximă, se admite că înălțimea sunetului este direct proporțională cu frecvența.

Tăria este însușirea senzației auditive care permite ordonarea sunetelor (zgomotului) pe o scară de la „slab" la „puternic". Un sunet apare cu atît mai puternic cu cît intensitatea acustică este mai mare, fără a exista o proporționalitate între aceste caracteristici, legătura fiind dată de legea (1.49).

De o deosebită importanță este definirea nivelului de tărie

$$N_T = 20 \lg \left(\frac{p}{p_0}\right)_{f=1000\ \mathrm{Hz}}. \qquad (1.50)$$

Unitatea de măsură pentru nivelul de tărie este fonul, iar pentru tărie este sonul.

Legătura între nivelul de tărie N_T exprimat în foni și tăria T, exprimată în soni, este dată de relația:

$$N_T = 40 + 33 \lg T. \qquad (1.51)$$

În figura 1.122 se redă corespondența dintre valorile nivelului de presiune acustică (mărime fizică), nivelul de tărie și tărie.

Avînd în vedere efectele dăunătoare ale zgomotului (afecțiuni ale organului auditiv, ale sistemului nervos, reducerea inteligibilității vorbirii, reducerea productivității muncii etc.), apare tot mai necesară precizarea unor norme severe privind nivelele admise de zgomot.

Ca parametri pentru limitarea zgomotului se aleg nivelul de tărie și frecvența.

Reprezentarea variației nivelului de presiune în funcție de frecvență (fig. 1.123) permite obținerea unor curbe de egal nivel de tărie (curbe de zgomot C_z).

Normele ISO precizează că pierderea auzului este preîntîmpinată dacă nivelul de presiune acustică a zgomotului excitator este inferior curbei C_z85, în toată gama de frecvențe, a domeniului audibil. O serie de cercetători arată că zgomotul este nevătămător numai sub curba C_z75, ca atare apare justificat a alege această curbă ca și curbă limită, sau cel mult curba C_z80 (cînd măsurarea se face la distanța de 7,5 m).

În cazul motoarelor de tractor, deoarece tractoristul este la o distanță mai mică de sursa de zgomot, se poate admite curba C_z70 sau cel mult, C_z75.

Pentru zgomotul global se indică valori ce oscilează între 70—90 dB. Astfel, pentru autobuze normele germane și elvețiene

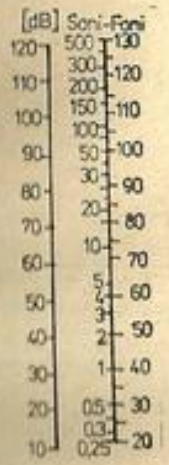


Fig. 1.122. Corespondența dintre valorile nivelului de presiune acustică, nivelului de tărie și tăriei acustice.

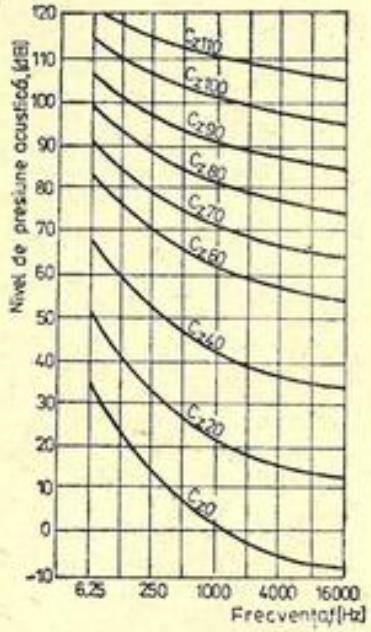


Fig. 1.123. Curbe de egal nivel de tărie.

indică 70 ... 75 dB, pentru autocamioane și tractoare 80 ... 90 dB, iar pentru autoturisme 80 dB.

În prezent există tendința de a face noi restricții, precizîndu-se limite mai severe (în special pentru marile orașe).

1.6.2.3. *POSIBILITĂȚI DE REDUCERE A ZGOMOTULUI LA MOTOARELE PENTRU AUTOVEHICULE*

Cunoscînd sursele de zgomot ale unui motor, se poate acționa atît pentru reducerea zgomotelor mecanice (reglînd corect jocurile dintre piese și printr-o echilibrare perfectă a pieselor în mișcare), a celor termice (prin alegerea judicioasă a factorilor de ex-

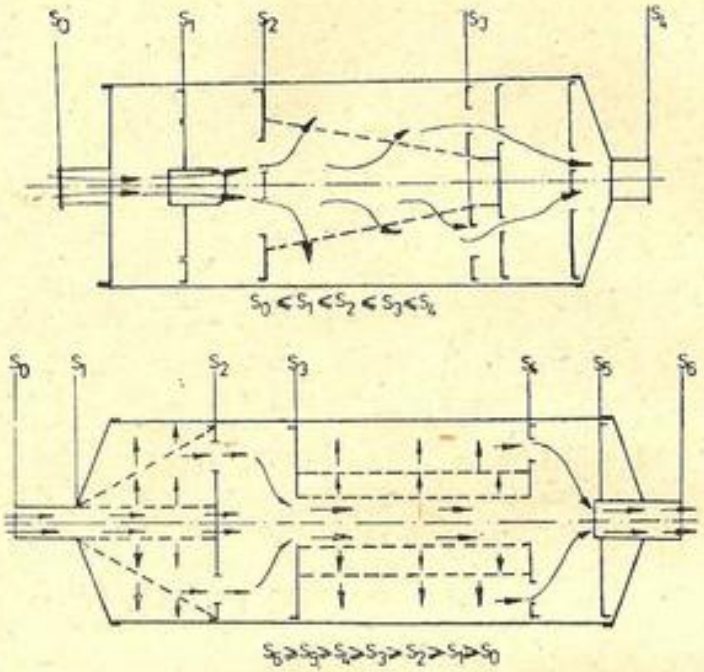


Fig. 1.124. Schemele principiale ale unor atenuatoare de zgomot pentru autovehicule.

ploatare: avans, turaţie, sarcină), cît şi a celor gazodinamice, în special a zgomotului datorat evacuării gazelor.

Schemele principiale ale unor atenuatoare de zgomot pentru autovehicule sînt redate în figura 1.124.

Se recomandă atenuatoarele de zgomot avînd o curgere unidirecţională a gazelor, cu secţiune constantă sau uşor crescătoare spre ieşirea gazelor, care să asigure reducerea nivelului de zgomot sub limitele admise cu un consum minim de putere.

Capitolul 2

CARACTERISTICILE MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE

Caracteristicile motoarelor de autovehicule sînt reprezentări grafice ale variaţiei unor indici şi mărimi principale în funcţie de un anumit factor.

Se deosebesc caracteristici de reglaj şi caracteristici funcţionale.

Caracteristicile de reglaj au drept variabilă independentă un factor de reglaj (dozajul, avansul la producerea scînteii electrice, consumul orar de combustibil etc.) şi sînt necesare pentru stabilirea regimului optim în perioada reglării motorului.

Caracteristicile funcţionale se stabilesc în funcţie de un factor funcţional (sarcina, turaţia), fiind utile pentru exploatarea optimă a motoarelor de autovehicule.

Caracteristicile de reglaj şi funcţionale se determină experimental, utilizîndu-se instalaţii şi aparate adecvate pentru măsurarea mărimilor necesare (STAS 6635—76).

2.1. CARACTERISTICI DE REGLAJ

Cele mai importante caracteristici de reglaj sînt: caracteristica de consum de combustibil, caracteristica de avans la producerea scînteii electrice, caracteristica de avans la injecţie şi caracteristica de detonaţie.

Caracteristica de consum de combustibil reprezintă variaţia puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil şi a coeficientului de exces de aer, în funcţie de consumul orar de combustibil, la turaţie constantă.

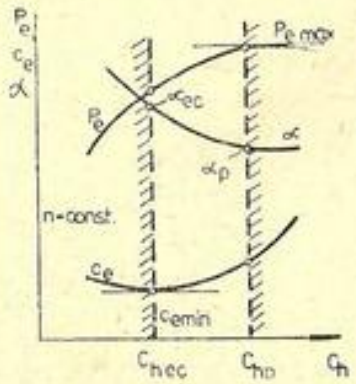


Fig. 2.1. Caracteristica de consum de combustibil pentru MAS.

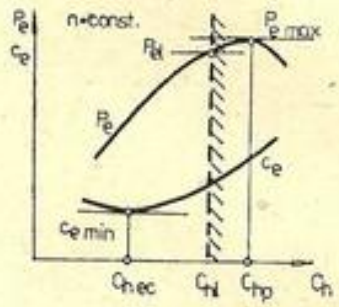


Fig. 2.2. Caracteristica de consum de combustibil a MAC.

La MAS, în caracteristica de consum de combustibil se precizează consumul orar de combustibil C_{hp} la care motorul dezvoltă puterea maximă (dozajul de putere maximă α_p) şi cel la care economicitatea este maximă C_{hec} (dozajul de economicitate maximă α_{ec}) (fig. 2.1).

Consumul orar de combustibil corespunzător reglajului optim al carburatorului este în intervalul $C_{hec} - C_{hp}$.

La MAS, caracteristicile de consum de combustibil se stabilesc pentru diferite deschideri ale obturatorului.

Pentru autovehicule este indicat să se determine familii de caracteristici, la diferite turaţii, putînd astfel alege regimul de funcţionare mai economic într-o situaţie dată de funcţionare a motorului de autovehicul.

La MAC, caracteristica de consum de combustibil indică valoarea consumului orar de combustibil la care economicitatea este maximă C_{hec} şi valoarea consumului de combustibil maxim limitat de funcţionarea anormală a motorului C_{hl} (fig. 2.2).

La consumuri superioare valorii C_{hl}, puterea ar continua să crească de la P_{el} la P_{emax}, dar se înrăutăţeşte arderea (datorită lipsei de aer) motorul este suprasolicitat din punct de vedere mecanic şi termic, ceea ce determină apariţia uzurii anormale, impunîndu-se deci evitarea funcţionării în acest regim.

Caracteristica de avans la producerea scînteii electrice reprezintă variaţia puterii efective a motorului în funcţie de avansul la producerea scînteii electrice, la turaţie şi deschidere a obturatorului constante

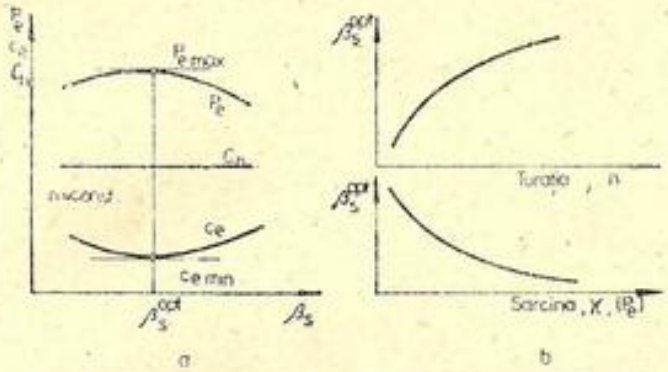


Fig. 2.3. Caracteristica de avans la producerea scînteii electrice.

(Ø = const.) evidenţiindu-se avansul optim β_s^{opt} la care puterea este maximă, iar consumul specific efectiv de combustibil este minim (fig. 2.3, a).

Pentru motoarele de autovehicule este necesar să se cunoască avansurile optime pe toată gama turaţiilor şi sarcinilor de funcţionare a motorului, acestea fiind utile la reglarea dispozitivelor de avans (fig. 2.3, b).

Caracteristica de avans la injecţie este similară cu caracteristica de avans la producerea scînteii electrice, în acest caz variabila fiind unghiul de avans la injecţie.

Caracteristica de detonaţie, serveşte la precizarea cifrei octanice CO a combustibilului, pentru a evita detonaţia.

Curbele de detonaţie (fig. 2.4) ilustrează variaţia avansului la limita de detonaţie β_{sld} în funcţie de turaţie la sarcină plină, pentru benzine cu cifre octanice diferite CO_1; CO_2 etc. Prin suprapunerea curbei de avans optim sau a curbei de avans asigurată de dispozitivul de avans β_{sdisp}, rezultă că pentru a evita detonaţia trebuie utilizată o benzină cu cifra octanică CO_3 numită cifră octanică necesară CON. La alegerea benzinei din cele existente pe piaţă,

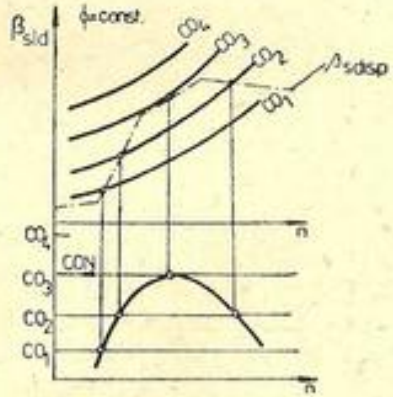


Fig. 2.4. Caracteristica de detonaţie.

care se consideră că are cifra octanică disponibilă COD, trebuie ca COD ⩾ CON, în acest caz fiind evitată detonația la toate regimurile de funcționare ale motorului.

2.2. CARACTERISTICI FUNCȚIONALE

În categoria caracteristicilor funcționale se încadrează: caracteristica de sarcină, turație, regulator, propulsie, pierderi, și complexă.

Caracteristica de sarcină reprezintă variația consumului orar și a consumului specific efectiv de combustibil în funcție de sarcină, la turație constantă.

La MAS (fig. 2.5) pentru mersul în gol, cînd puterea efectivă este nulă, curba consumului specific efectiv tinde asimptotic la infinit (consumul orar de combustibil are valoarea C_{h0}). Corespunzător acestui regim puterea indicată P_i fiind egală cu puterea pierderilor P_m, randamentul mecanic este nul.

Mărirea sarcinii determină creșterea continuă a puterii indicate și creșterea cu mult mai redusă a puterii pierderilor, condiții în care randamentul mecanic se mărește, determinînd reducerea consumului specific efectiv c_e. În domeniul sarcinilor mari, curba consumului specific efectiv prezintă un minim, apoi economicitatea se înrăutățește, datorită modificării dozajelor de la valori economice la cele de putere maximă. Puterea continuă (sarcina plină) care corespunde unui coeficient de sarcină $\varkappa = 1$ se situează în zona economicității maxime, fiind deci indicat a urmări ca motorul să funcționeze la acest regim. Funcționarea motorului la $\varkappa > 1$ (domeniul suprasarcinilor) este contraindicată, atît din punct de vedere al economicității, cît și al durabilității motorului.

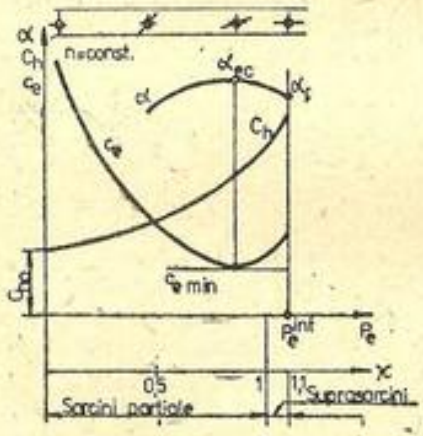


Fig. 2.5. Caracteristica de sarcină a MAS.

La MAC (fig. 2.6) sarcina maximă admisibilă (puterea efectivă limită) P_{el} este fixată de consumul orar limită de combustibil C_{hl}, după care funcționarea motorului este defectuoasă (ardere incompletă, fum intens etc.). Sarcina plină (puterea efectivă continuă P_e^{cont}) se stabilește în jurul regimului de economicitate maximă, iar sarcina totală (puterea efectivă intermitentă P_e^{int}) se reglează la circa 1,1 P_e^{cont}, astfel încît să nu se ajungă la puterea limită P_{el}.

Pentru MAC în domeniul sarcinilor parțiale, curba consumului specific c_e prezintă o alură mai aplatisată în comparație cu cea obținută la MAS (fig. 2.7). Deci MAC pot funcționa economic într-o gamă cu mult mai mare de sarcini parțiale decît MAS.

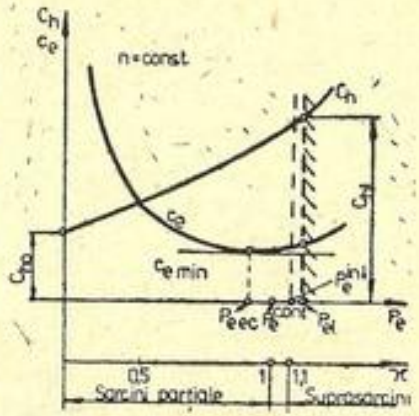


Fig. 2.6. Caracteristica de sarcină a MAC.

La ambele tipuri de motoare este însă contraindicată funcționarea în domeniul suprasarcinilor deoarece cînd se intensifică po-

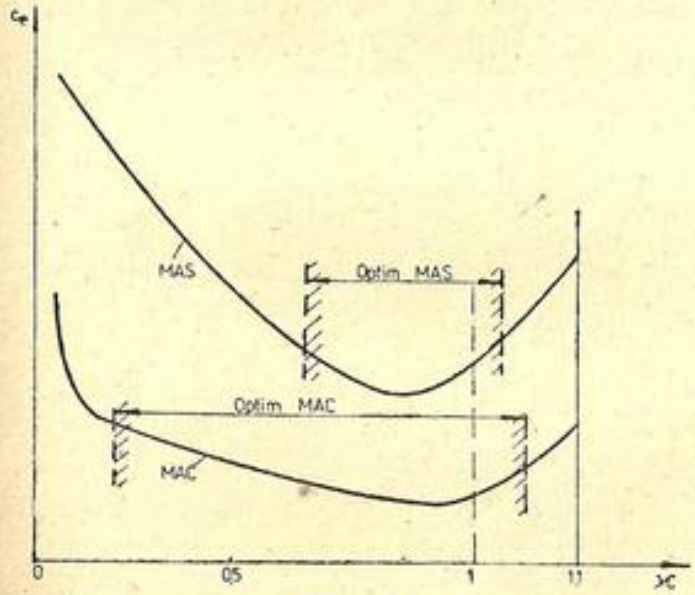


Fig. 2.7. Comparație între consumul specific efectiv de combustibil al MAS și MAC după caracteristica de sarcină.

luarea, se înrăutăţeşte economicitatea, iar durabilitatea scade (se accentuează uzura pieselor).

Caracteristica de turaţie reprezintă variaţia puterii efective, a momentului motor efectiv, a consumului orar de combustibil şi a consumului specific efectiv de combustibil în funcţie de variaţia turaţiei, la o anumită sarcină constantă.

Se deosebesc caracteristici de turaţie la sarcină totală ($\varkappa = 1{,}1$) (la MAS se numeşte şi caracteristică exterioară, deoarece se obţine cu obturatorul complet deschis), caracteristici de turaţie la sarcină plină ($\varkappa = 1{,}0$) şi caracteristici de turaţie la sarcini parţiale. Caracteristica de turaţie pentru sarcină nulă se numeşte caracteristica de mers în gol (precizează doar consumul de combustibil în funcţie de turaţie).

Pentru MAS, caracteristica de turaţie la sarcină totală precizează domeniul de funcţionare stabilă a motorului între turaţiile n_{min} şi n_{max}. Se observă că n_{max} este superioară cu circa 10% faţă de n_p, corespunzătoare puterii efective maxime (fig. 2.8).

Momentul efectiv are o alură descrescătoare, asigurînd motorului posibilitatea stabilizării automate a funcţionării atunci cînd momentul rezistent variază în anumite limite.

La turaţii mai mici decît n_M, funcţionarea motorului este instabilă, datorită alurii inverse a curbei momentului, din această cauză turaţia n_{min} se plasează în imediata apropiere a turaţiei n_M (corespunzător momentului efectiv maxim).

Turaţia n_{ec}, la care consumul specific efectiv de combustibil este minim, se situează în intervalul dintre n_M şi n_p.

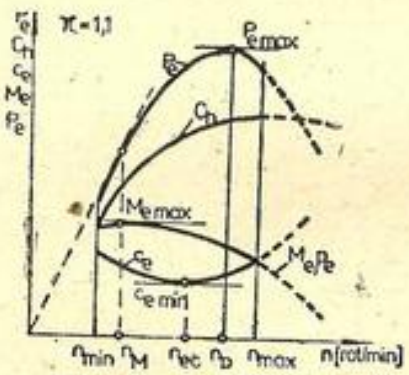


Fig. 2.8. Caracteristica de turaţie la sarcină totală, pentru MAS.

Caracteristica de turaţie pentru MAS, la sarcini parţiale se trasează pentru diferite poziţii ale obturatorului corespunzătoare de exemplu la: 85; 55 şi 40% din puterea dezvoltată la turaţia nominală. Pentru fiecare sarcină parţială turaţia variază de la valoarea minimă de funcţionare la cea maximă (fig. 2.9).

La funcţionarea MAS pe automobile, de obicei turaţia variază între n_p şi n_M, interval în care se efectuează schimbarea vitezelor la creşterea sau scăderea vitezei de deplasare a automobilului.

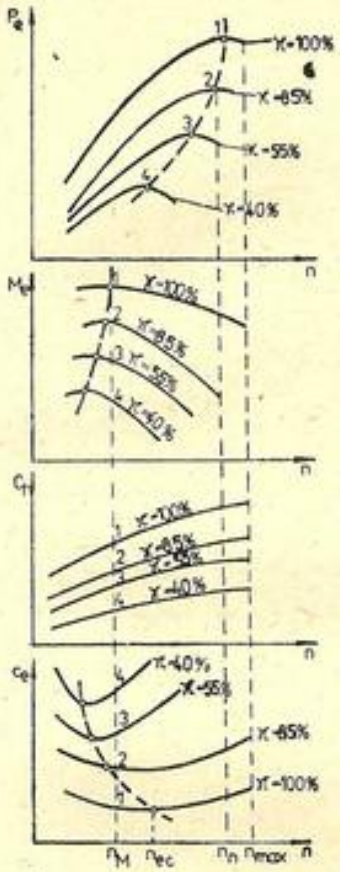


Fig. 2.9. Caracteristica de turaţie la sarcină plină şi sarcini parţiale, pentru MAS.

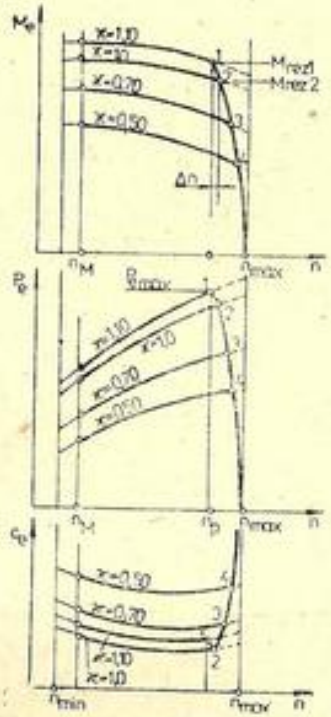


Fig. 2.10. Caracteristica de regulator a unui MAC.

Trebuie ales acel regim de funcţionare pentru care se asigură economicitatea maximă ($c_{e\,min}$).

Raportul dintre turaţia corespunzătoare cuplului motor maxim n_M şi turaţia corespunzătoare puterii maxime se numeşte coeficient de elasticitate E

$$E = \frac{n_M}{n_p}$$

care are valori între 0,4 şi 0,7.

Raportul dintre cuplul motor maxim M_{max} şi cuplul corespunzător puterii maxime se numeşte coeficient de adaptabilitate, K, ce caracterizează capacitatea motorului de a învinge suprasarcinile instantanee

$$K = \frac{M_{max}}{M_{e\,max}}.$$

La MAS, coeficientul $K = 1{,}25 \ldots 1{,}35$ iar la MAC, $K = 1{,}05 \ldots$ $\ldots 1{,}15$. În tabelul 2.1 se redau coeficienţii de elasticitate şi adaptabilitate pentru unele motoare de autovehicule.

Tabelul 2.1

Valorile coeficienţilor de elasticitate şi adaptabilitate pentru unele motoare de autovehicule

Tipul motorului	n_M	n_p rot/min	$M_{e\,max}$ daN·m	M_{cn} daN·m	Coeficient de elasticitate, E	Coeficient de adaptabilitate, K
Dacia 1300	3000	5250	9,7	8	0,57	1,2
ARO L–25	2500	4000	16,5	15,5	0,625	1,06
SR–211	2100–2500	3600	32	26,9	0,69	1,18
M–207	2900	3800	16	14,9	0,76	1,07
797 05	1700	3000	37	33 (DIN)	0,56	1,12
D2156HMN8	1400	2200	76	71 (DIN)	0,636	1,07
BMW 2002 Turbo	4000	5800	24,5	21,5	0,689	1,14
Wankel-Comotor 624	3000	6500	14	11,5	0,46	1,21

Caracteristica de regulator este tot o caracteristică de turaţie, specifică MAC echipate cu regulatoare pentru toate regimurile.

În figura 2.10 se evidenţiază caracteristica de regulator la sarcină totală ($\varkappa = 1{,}1$), la sarcină plină ($\varkappa = 1{,}0$) şi la două sarcini parţiale ($\varkappa = 0{,}7$ şi $\varkappa = 0{,}5$).

La MAC puterea maximă $P_{e\,max}$ limitată de regulator se alege astfel încît $P_{e\,max} < P_{el}$ (P_{el} — puterea efectivă limită peste care poluarea, respectiv fumul, au valori inadmisibile).

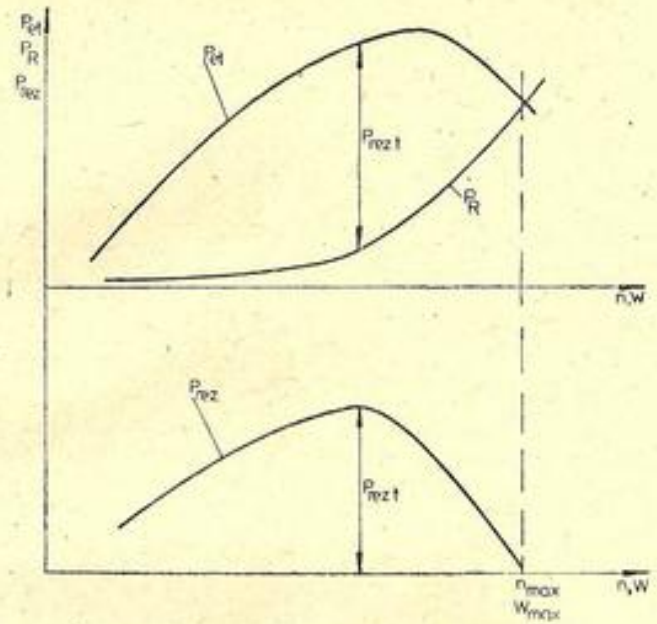


Fig. 2.11. Caracteristica de propulsie.

Caracteristica de propulsie a motoarelor de autovehicule redă variaţia puterii rezistente P_R şi a puterii efective la sarcină totală P_{el}, în funcţie de turaţie (fig. 2.11). La intersecţia dintre curbele P_R şi P_{el}, se determină turaţia maximă a motorului, căreia îi corespunde viteza maximă de înaintare a autovehiculului w_{max}. Pentru alte turaţii $n < n_{max}$, motorul dezvoltă o putere numită rezervă de putere P_{rez}, care este utilă pentru accelerări sau urcări de pante. Cu cît rezerva de putere este mai mare, autovehiculul are capacitate de accelerare mai bună.

Caracteristica de pierderi redă variaţia presiunii medii p_m sau puterii P_m corespunzătoare pierderilor mecanice în funcţie de turaţie, la sarcină constantă (fig. 2.12).

Puterea corespunzătoare pierderilor mecanice poate fi exprimată în funcţie de pierderile prin frecare P_f, (piston, segmenţi, fusuri etc.), puterea necesară antrenării P_{aut}, (mecanismului de distribuţie, a pompei de injecţie, a pompei de apă etc.), şi puterea corespunzătoare

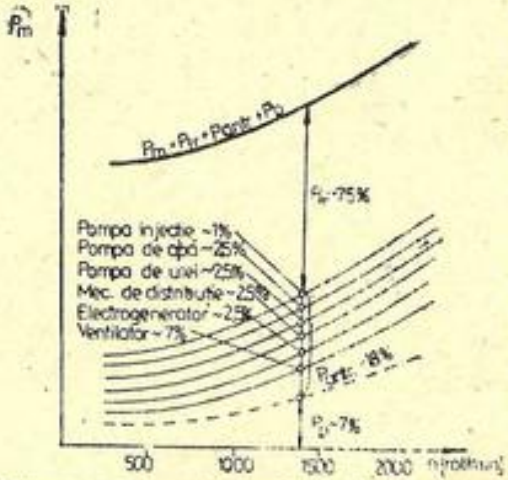


Fig. 2.12. Caracteristica de pierderi, în funcție de turație.

toare pierderilor de pompaj P_p (consumată în procesele de admisie şi evacuare). Încercările experimentale arată că P_m creşte cu turaţia aproximativ exponenţial.

Puterea P_m se poate determina prin: antrenarea motorului şi măsurarea puterii necesare antrenării la diferite turaţii sau prin scoaterea succesivă din funcţiune a cilindrilor.

Determinarea puterii P_m prin scoaterea succesivă a cilindrilor din funcţiune se bazează pe faptul că diferenţa dintre puterea efectivă P_e măsurată cînd motorul funcţionează cu toţi cilindrii şi puterea $P_{e-\nu}$ măsurată la aceeaşi turaţie, dar după ce s-a scos din funcţiune cilindrul ν, reprezintă puterea indicată a acestui cilindru, $P_{i\nu} = P_e - P_{e-\nu}$. După întreruperea succesivă a tuturor cilindrilor, se poate determina puterea indicată totală $P_i = \sum_{\nu=1}^{i} P_{i\nu}$, iar apoi puterea corespunzătoare pierderilor mecanice $P_m = P_i - P_e$. Timpul necesar pentru efectuarea măsurărilor cu un cilindru scos din funcţiune nu trebuie să depăşească un minut.

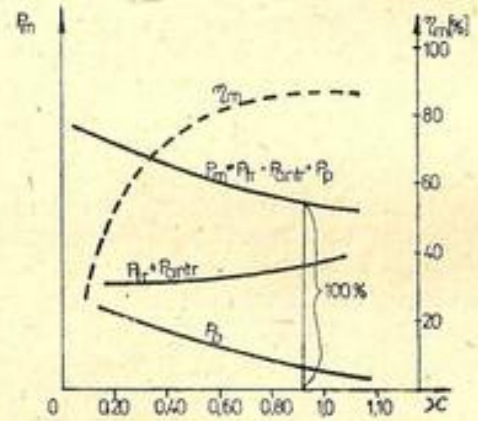


Fig. 2.13. Caracteristica de pierderi în funcţie de sarcină.

Mărirea sarcinii motorului acţionează în sens favorabil (fig. 2.13), ceea ce arată importanţa alegerii unor regimuri corespunzătoare de funcţionare a motorului.

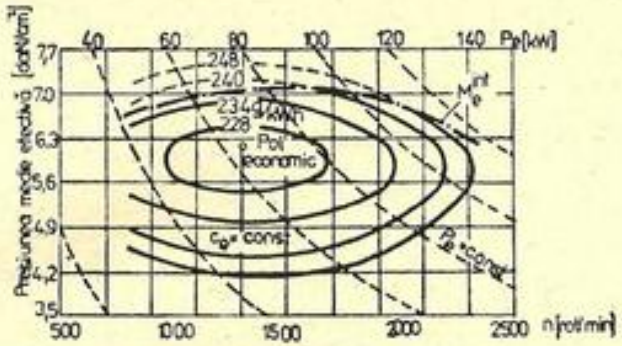


Fig. 2.14. Caracteristica complexă.

Randamentul mecanic creşte odată cu sarcina motorului, avînd valori maxime în jurul sarcinii pline ($\varkappa = 1{,}0$), iar puterea corespunzătoare pierderilor mecanice P_m, scade cu creşterea sarcinii.

La MAS, $\eta_m = 0{,}66 \ldots 0{,}87$; la MAC, $\eta_m = 0{,}7 \ldots 0{,}9$ (valorile mai mici fiind proprii motoarelor în doi timpi).

Caracteristica complexă redă interdependenţa mai multor mărimi (fig. 2.14). O astfel de caracteristică pune în evidenţă domeniul de funcţionare cel mai economic, precum şi punctul (polul economic) pentru care consumul specific efectiv c_e are valoarea cea mai mică posibilă pentru motorul dat.

Este deci indicat ca funcţionarea motorului să se situeze în domeniul economic, cît mai aproape sau chiar în polul economic.

Capitolul 3

RODAREA ŞI UZURA MOTOARELOR DE AUTOVEHICULE

3.1. RODAREA MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ

O rodare în condiţii optime a motoarelor noi asamblate realizează micşorarea uzurii iniţiale, îmbunătăţeşte calitatea suprafeţelor în frecare şi, ca o consecinţă, măreşte durata de exploatare a motoarelor.

Rodajul motoarelor cu ardere internă în condiţii diferite este însoţit de uzuri iniţiale diferite, fapt care asigură anumite calităţi de netezire reciprocă a suprafeţelor în frecare.

Calitatea rodajului motorului poate fi caracterizată atît prin uzura totală, cît şi prin uzura specifică. Uzura totală maximă admisibilă a motorului se exprimă prin relaţia:

$$Q = Q_r + Q_e, \qquad (3.1)$$

în care: Q_r este uzura motorului în perioada rodajului;
Q_e — uzura motorului în perioada exploatării.

Intensitatea medie a uzurii suprafeţelor în frecare ale motorului se exprimă prin relaţia:

$$K = \frac{Q}{s} \text{ [g/km]}, \qquad (3.2)$$

în care: Q este cantitatea de metal îndepărtat de pe suprafeţele în frecare în perioada respectivă de funcţionare a motorului [g];
s — drumul parcurs, de exemplu de pistoanele motorului în aceeaşi perioadă, [km].

Rezistenţa la uzură:

$$U = \frac{1}{K} \text{ [km/g]}. \qquad (3.3)$$

Pentru perioada de rodaj:

$$Q_r = s_r K_r$$

şi pentru perioada de exploatare:

$$Q_e = s_e K_e$$

rezultînd în final expresia:

$$s_e = s - \frac{Q_r}{K_r} = s - s_r \qquad (3.4)$$

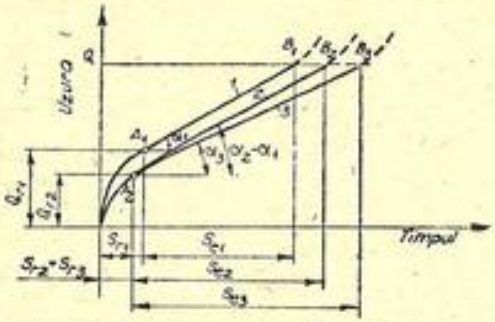


Fig. 3.1. Variaţia uzurii în funcţie de durata de funcţionare pentru motoare rodate diferit.

În fig. 3.1 sînt reproduse curbele de uzură pentru trei motoare de acelaşi tip. Uzura maximă admisibilă a celor trei motoare este aceeaşi şi anume Q (determinată de jocurile maxime admisibile ale pieselor în frecare). Se observă că motorul 2 are o durată mai mică de uzură iniţială decît motorul 1, fiind rodat mai raţional, însă calitatea netezimii suprafeţelor de frecare ale motorului 2 a rămas după rodaj aceeaşi ca şi la motorul 1; aceasta rezultă din egalitatea unghiurilor de înclinare a curbelor de uzură A_1B_1 şi A_2B_2 faţă de axa abscselor ($\alpha_1 = \alpha_2$).

Motorul 3 a fost rodat în condiţii optime (regim raţional şi ulei fluid). Durata în exploatare a acestuia creşte faţă de cea a motorului 1 datorită reducerii uzurii în perioada rodajului şi a obţinerii unei suprafeţe de calitate mai bună, caracterizată printr-o rezistenţă la uzură mărită ($\alpha_3 < \alpha_1$).

În consecinţă, în condiţii egale de funcţionare, durata de exploatare a motorului poate fi diferită în funcţie de uzura iniţială a ansamblului în frecare şi de calitatea suprafeţelor rezultate din rodaj. Acest lucru este confirmat şi de datele obţinute pe motoare.

Scopul unui rodaj optim (complet şi rapid) îl constituie definitivarea netezirii şi întăririi suprafeţelor de frecare ale pieselor, cu uzuri iniţiale minime. În acest mod suprafeţele de frecare vor corespunde pentru sarcinile impuse de condiţiile reale de exploatare.

Este de menţionat faptul că formarea şi întărirea suprafeţelor de frecare în procesul de rodaj reduc uzura motoarelor şi în timpul exploatării normale, deci, implicit creşte durabilitatea de funcţionare.

Cercetările efectuate cu privire la reducerea uzurii motoarelor ca urmare a aplicării unui regim de rodaj optim au arătat că uzurile inițiale se pot reduce de 1,5—2 ori, iar uzurile în perioada de exploatare de 10—15% și mai mult, aceasta făcîndu-se și cu o reducere a consumului de combustibil [15].

Prin regim optim de rodaj se înțelege acela care duce la rodarea motorului în timpul cel mai scurt posibil, atingînd performanțe apropiate de cele nominale și asigură o durabilitate maximă în exploatare [15].

Procesul de rodaj este complex atît prin multitudinea fenomenelor care intervin, cît și prin condițiile diferite în care are loc desfășurarea acestora, implicînd astfel influența predominantă a unuia sau a altuia.

Condițiile principale pe care trebuie să le îndeplinească un rodaj corect: trebuie să evite gripajul, să nu lase urme care să afecteze durata sau performanțele ulterioare ale motorului și să aibă o durată cît mai scurtă.

Obținerea continuității suprafețelor prin folosirea diverselor tehnici de acoperire cu straturi superficiale contribuie la evitarea degradării suprafețelor și deci la efectuarea unui rodaj cît mai corect, fără a afecta comportarea ulterioară a cuplului de frecare respectiv.

Scurtarea procesului de rodaj duce la o intensificare a uzurii dimensionale inițiale, autoreglată și limitată în timp și spațiu.

Rodajul motoarelor cu ardere internă se realizează în condiții diferite de turație și sarcină, în funcție de tipul motorului (cu aprindere prin scînteie, cu aprindere prin comprimare), de starea motorului (motor nou, motor după reparație generală), de puterea motorului, de diferite caracteristici constructive ale motorului etc. [28].

Regimul de rodaj influențează în mare măsură calitatea suprafețelor rodate și, în consecință, durata de funcționare normală în condiții de exploatare a motorului nou, precum și durata de funcționare între două reparații generale.

Normativele privind acest proces nu cuprind prescripții unice aplicabile la toate tipurile de motoare noi sau reparate, deoarece regimul optim de rodaj depinde de un mare număr de factori, printre care se află și parametrii constructivi ai motoarelor.

Regimul de rodare cuprinde fazele de lucru la care este supus motorul pe banc, sub anumite turații ale arborelui cotit, anumite sarcini și anumite temperaturi ale apei de răcire și ale uleiului, realizate într-o anumită succesiune și în decursul timpului stabilit.

Operația de rodaj în ansamblu se poate diviza în trei faze și anume: rodajul la rece, rodajul la cald în gol și rodajul la cald în sarcină.

Reducerea duratei rodajului este deosebit de importantă, întrucît se pot realiza importante economii de lubrifianți și combustibil.

Pentru a putea alege regimul optim de rodaj, este necesar a studia factorii care influențează rodajul și calitatea suprafețelor obținute prin rodaj. Practica a dovedit că motoarele cu ardere internă date în exploatare, fără o rodare prealabilă, au de cele mai multe ori o durată de funcționare redusă. Datorită temperaturilor mari ale suprafețelor în frecare, se produc gripări — înțepeniri periculoase, care scot din uz motorul.

În prima perioadă de rodaj, cînd proeminențele suprafețelor în frecare sînt încă accentuate — deci suprafața de contact este foarte mică — motorul trebuie antrenat (rotit) în gol, cu o anumită turație, astfel încît temperatura organelor lui componente să fie cît mai redusă. În această perioadă, ungerea trebuie să fie abundentă, iar bujiile, respectiv injectoarele, trebuie demontate din locașurile lor, pentru a elimina compresiunea în interiorul cilindrilor.

Această fază, necesară primei neteziri a proeminențelor suprafețelor în frecare, se execută prin antrenarea motorului de la o sursă separată și cu o turație mică. Deoarece în această perioadă în interiorul cilindrului motorului nu se produc arderi, temperatura acestuia este scăzută și operația este numită „rodaj la rece". Întrucît prin această metodă calitatea suprafețelor în frecare se îmbunătățește foarte lent, după o anumită perioadă de timp, ce depinde de tipul motorului și de calitatea inițială a suprafețelor, regimul de rodaj trebuie schimbat. Această modificare este necesară prin faptul că în procesul de rodaj la rece, vîrfurile proeminente ale asperităților suprafețelor în frecare se netezesc, suprafața de contact crește și presiunea scade. În consecință, viteza de uzură, de la un moment dat, este atît de redusă, încît continuarea rodajului la rece nu mai este economică.

În timpul rodajului la rece, arborele cotit al motorului este antrenat de obicei de un motor electric, a cărui putere se alege în funcție de puterea necesară învingerii rezistențelor de frecare ale motorului antrenat. În general este suficient ca motorul electric să aibă o putere egală cu 20% din puterea nominală a celui mai mare motor care urmează să fie rodat pe bancul de rodaj respectiv.

Timpul afectat rodajului la rece se împarte în două: în prima parte rodarea se execută cu motorul decompresat (cu bujiile respectiv injectoarele demontate), iar în a doua parte, rodarea se va continua cu motorul sub compresiune.

Pentru continuarea îmbunătățirii calității suprafețelor este necesară mărirea forței specifice de contact între suprafețele în frecare, ceea ce se obține prin punerea în funcțiune a motorului, forțele rezultate din procesul de ardere din cilindri se transmit suprafețelor în frecare și deci forțele specifice de apăsare se măresc. În această perioadă motorul se încălzește datorită funcționării sale, însă fără sarcină; operația este cunoscută sub denumirea de „rodaj la cald, în gol".

În procesul de rodaj la cald în gol, calitatea suprafețelor se îmbunătățește și mai mult, scăzînd concomitent forța specifică de apăsare.

Pentru efectuarea rodajului la cald fără sarcină, este necesar a se asigura următoarele măsuri [28]:

— se verifică dacă motorul este complet și corect asamblat;

— se verifică reglarea supapelor și a avansului la aprindere, respectiv la injecție;

— se conectează motorul în circuitul de răcire;

— se alimentează motorul cu lubrifiantul utilizat la rodaj. În cazul înlocuirii după rodajul la rece, se recomandă ca acesta să fie introdus în carter preîncălzit la 75—80°C;

— se montează un termometru în conducta de evacuare a gazelor arse;

— se verifică instalația electrică a motorului care se rodează;

— se verifică etanșeitatea conductelor din circuitul de apă, combustibil și lubrifiant;

— se recomandă a se introduce în fiecare cilindru o cantitate de 50 g ulei, după care se verifică strîngerea șuruburilor de fixare a diferitelor organe ale motorului, precum și strîngerea bujiilor, respectiv a injectoarelor.

În procesul de rodare la cald, temperatura apei din radiator trebuie să fie cuprinsă între 75—85°C, iar temperatura și presiunea lubrifiantului să fie cuprinse între limitele prescrise pentru tipul de motor rodat.

După ce motorul a fost rodat la cald în gol, după regimul stabilit în prealabil, motorul este oprit, verificîndu-se strîngerile șuruburilor, piulițele de la șuruburile de fixare a chiulasei și etanșeitatea conductelor de la admisiune și evacuare.

Turația la începutul rodajului trebuie să fie mai mare decît turația minimă, astfel ca presiunea uleiului să fie suficientă.

În timpul rodajului la cald în gol se stabilește durata treptelor de turații prin urmărirea curbei de uzură a motorului și variația în timp a turației la un regim termic staționar. Dacă curba de uzură devine orizontală, respectiv turația a ajuns constantă, rodajul pentru treapta respectivă s-a încheiat.

Dacă motorul este rodat pe o perioadă mai lungă decît cea necesară, organele aflate în frecare sînt supuse unei uzuri normale, fără a se continua procesul de finisare a suprafețelor. Pentru îmbunătățirea în continuare a suprafețelor, se impune mărirea presiunii specifice dintre piese, prin încărcarea motorului. În scopul măririi forței specifice de apăsare între suprafețele în frecare, motorul este pus în sarcină și se obține așa-numitul „rodaj la cald în sarcină". Sarcina se ridică pe măsura îmbunătățirii calitative a suprafețelor, în scopul menținerii unei forțe de apăsare constantă.

Operația de rodaj la cald în sarcină se execută cu motorul montat pe bancul de rodaj prevăzut cu frînă.

În cazul rodajului la cald, rodajul la aceeași sarcină este mai puțin eficient decît în cazul variației sarcinii (cu care se încarcă motorul) efectuată în trepte [15].

În timpul rodajului ungerea trebuie să fie abundentă pentru a se asigura o bună răcire a pieselor și spălarea particulelor metalice, a așchiilor desprinse. În acest scop se folosește un ulei cu viscozitate mai redusă, care să pătrundă ușor între suprafețele nerodate, onctuos și fără acizi.

Durata, regimul de turație și sarcină ale fiecărei perioade de rodaj se stabilesc prin experimentare pentru fiecare tip de motor.

În general durata totală a rodajului motoarelor noi sau reparate general, prin metoda clasică, este destul de mare.

3.1.1. INFLUENȚA CALITĂȚII SUPRAFEȚEI ASUPRA RODAJULUI

Durata perioadei de rodaj este influențată în mare măsură de calitatea suprafețelor în frecare.

În perioada de rodaj se deformează în primul rînd și se uzează rugozitățile pe porțiunile macroneregularităților, iar apoi vîrfurile ondulațiilor. Influența ondulațiilor se reflectă asupra formării suprafeței efective de contact, care depinde de pasul S și înălțimea R_z a neregularităților (fig. 3.2). Cu cît pasul și înălțimea neregularităților sînt mai mici, cu atît va fi mai mare suprafața efectivă de contact, care are mare importanță, deoarece pe măsura creșterii ei se reduce presiunea. Asupra mărimii suprafețelor de contact, înălțimea neregularităților exercită o influență mai mare

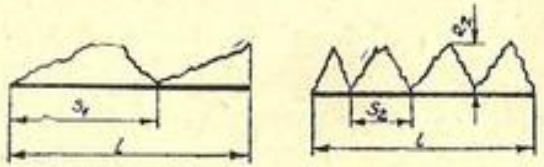


Fig. 3.2. Forma neregularităţilor unei suprafeţe.

decît pasul lor. Dacă pasurile neregularităţilor sînt egale, $S_1 = S_2$, iar înălţimile sînt diferite, atunci mărimea suprafeţei de contact va fi mai mare la piesa a cărei suprafaţă are înălţimea neregularităţilor mai mică (fig. 3.3).

Uzura iniţială a aliajului este influenţată în mai mică măsură de pasul neregularităţilor. Din fig. 3.4 rezultă că la creşterea pasului neregularităţilor de la 2,5 la 4 μm, la o înălţime egală cu 10—12 μm, nu se produce o creştere simţitoare a uzurii.

Prezenţa macroneregularităţilor pe suprafeţele organelor motorului şi necesitatea corijării lor fac ca rodajul să devină dificil şi îndelungat. La aceasta contribuie în bună măsură şi necesitatea corijării unor defecţiuni provenite de la montaj. Avînd în vedere că pentru corijarea macroneregularităţilor şi a defectelor de montaj este necesar să se îndepărteze porţiuni destul de groase de metal, este necesar a lua măsuri de mărire a vitezei de uzură în perioada de rodaj.

Durata perioadei de rodaj depinde de calitatea iniţială a suprafeţei, de materialul piesei, de presiunea de contact, de cantitatea şi calitatea lubrefiantului, de temperatură etc.

În urma încercărilor efectuate la şapte arbori cu patru fusuri din OLC 45, pentru diferite presiuni de contact şi turaţii, utilizînd ca lubrifiant ulei avtol 10, s-au obţinut rezultatele prezentate în tabelul 3.1.

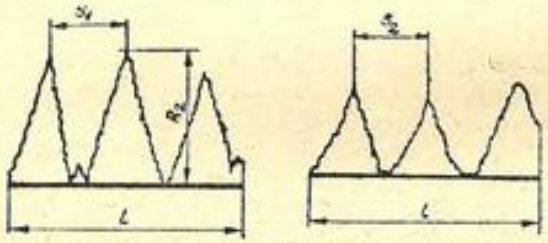


Fig. 3.3. Influenţa înălţimii neregularităţilor asupra mărimii suprafeţei de contact.

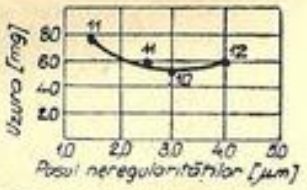


Fig. 3.4. Influenţa pasului neregularităţilor asupra uzurii aliajului antifricţiune; cifrele de pe curbă indică rugozitatea suprafeţei [μm].

Tabelul 3.1

Calitatea suprafeţei şi durata rodajului fusurilor unui arbore la diferite presiuni de contact, turaţii şi rugozităţi iniţiale ale suprafeţelor.

Presiunea [bar]	n = 750 rot/min				n = 1 160 rot/min				n = 1 500 rot/min			
	Duritatea [HV]	Rugozitatea iniţială [μm]	Rugozitatea după rodare [μm]	Timpul de rodare [min]	Duritatea [HV]	Rugozitatea iniţială [μm]	Rugozitatea după rodare [μm]	Timpul de rodare [min]	Duritatea [HV]	Rugozitatea iniţială [μm]	Rugozitatea după rodare [μm]	Timpul de rodare [min]
5,6	48	0,3	0,3	480	48	0,58	0,425	885	48	0,675	0,45	480
10,0		0,325	0,35			0,55	0,45			0,6	0,49	
18,9		0,3	0,3			0,6	0,375			0,6	0,5	
27,5		0,375	0,3			0,45	0,375			0,525	0,42	
5,6					50—52	0,2	0,18	555				
10,0						0,25	0,2					
18,9						0,275	0,25					
27,5						0,226	0,2					
5,6	48	0,1	0,3	810	52	0,08	0,18	390	50—52	0,08	0,3	490
10,0		0,1	0,3			0,1	0,18			0,1	0,25	
18,9		0,1	0,3			0,1	0,18			0,1	0,2	
27,5		0,1	0,3			0,125	0,18			0,1	0,2	

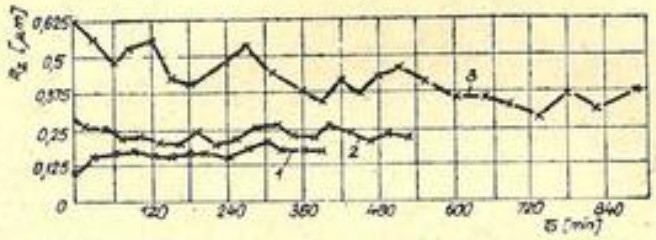


Fig. 3.5. Variaţia rugozităţii suprafeţei în procesul de rodaj la $p = 19{,}3$ daN/cm².

Datele prezentate în tabelul 3.1 arată că netezimea optimă a suprafeţei fusurilor arborelui este mai bună în cazul funcţionării la presiuni ridicate şi că rodajul la turaţii ridicate se produce mai repede decît la turaţii reduse.

Variaţia rugozităţii suprafeţei R_z în procesul de rodaj pentru trei arbori, 1, 2 şi 3, cu rugozităţi iniţiale diferite în funcţie de timpul τ este dată în fig. 3.5 [28].

Valorile medii a trei încercări privind variaţia în timpul rodării a netezimii suprafeţei şi uzurii, coeficientul de frecare şi temperatura uleiului, pentru diferite turaţii şi presiuni de contact pentru fusurile arborilor cotiţi din oţel şi cuzineţi normali, după o funcţionare de 150—225 min, sînt prezentate în tabelul 3.2 şi fig. 3.6.

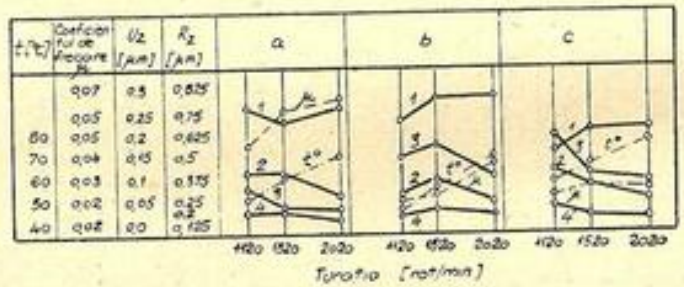


Fig. 3.6. Rugozitatea optimă la presiuni diferite:

$a - p = 10$ kgf/cm², $b - p = 19{,}1$ daN/cm²; $c - p = 32{,}7$ daN/cm²; 1 — netezimea suprafeţei cuzinetului; 2 — netezimea suprafeţei fusului; 3 — uzura cuzinetului; 4 — uzura fusului; μ — coeficientul de frecare; t — temperatura uleiului; U_z — uzura.

Tabelul 3.2

Variaţia în timpul rodării a rugozităţii suprafeţei şi uzurii cu presiunea de contact şi turaţia

Presiunea [bar]	n = 1 120 rot/min								n = 1 520 rot/min								n = 2 020 rot/min							
	Duritatea [HV]	Rugozitatea iniţială [μm]	Factorii optimi ce s-au stabilizat						Duritatea [HV]	Rugozitatea iniţială [μm]	Factorii optimi ce s-au stabilizat						Duritatea [HV]	Rugozitatea iniţială [μm]	Factorii optimi ce s-au stabilizat					
			Rugozitatea [μm]	Intensitatea uzurii [μm]	Coeficientul de frecare	Temperatura uleiului [°C]					Rugozitatea [μm]	Intensitatea uzurii [μm]	Coeficientul de frecare	Temperatura uleiului [°C]					Rugozitatea [μm]	Intensitatea uzurii [μm]	Coeficientul de frecare	Temperatura uleiului [°C]		
9,8	58—60	0,6	0,8	0,08	0,046	52			58—60	0,3	0,71	0,052	0,061	62			58—60	0,4	0,8	0,04	0,065	71		
		0,55	0,47	0,025						0,45	0,415	0,03						0,225	0,225	0,023				
18,7	54—50	0,385	0,675	0,15	0,02	47			53	0,3	0,8	0,18	0,023	59			60	0,4	0,8	0,114	0,038	70		
		0,275	0,285	0,032						0,375	0,37	0,37						0,3	0,25	0,0176				
31,6	58—60	0,475	0,55	0,2	0,023	60			58	0,4	0,6	0,145	0,027	70			56—58	0,45	0,65	0,085	0,025	77		
		0,6	0,41	0,0446						0,375	0,32	0,0123						0,3	0,275	0,013				

Observaţie. Cifrele de deasupra liniei se referă la cuzineţi, cele de sub linie la fusuri.

Se observă că coeficientul de frecare la început scade brusc cu creşterea presiunii de contact, pînă la $p = 19{,}1$ daN/cm², iar apoi rămîne neschimbat. Temperatura uleiului creşte odată cu creşterea presiunii de contact. Odată cu creşterea turaţiei, netezimea suprafeţelor cuzineţilor se înrăutăţeşte, iar cea a fusurilor se îmbunătăţeşte. Intensitatea uzurii cuzineţilor şi fusurilor scade cu creşterea turaţiei.

În urma încercărilor efectuate cu cinci motoare după o funcţionare de 400 h, pentru a studia influenţa microgeometriei suprafeţelor asupra uzurii în exploatare, s-a constatat că la valori mari ale asperităţilor s-au produs gripări, iar în cazul executării pieselor foarte netede, cu asperităţi sub 0,1 μm, după rodaj suprafeţele devin mai rugoase. De aceea, realizarea pieselor cu asemenea grad de netezime nu este economică.

S-a constatat că influenţa rugozităţii suprafeţelor înainte de rodaj asupra uzurii motorului după efectuarea rodajului este practic nulă şi, în consecinţă, înainte de rodaj piesele trebuie să aibă o asemenea rugozitate, încît să nu producă gripări în cursul rodajului. Pentru motoare se recomandă adoptarea rugozităţilor admisibile înainte de rodaj, cuprinse în tabelul 3.3.

Tabelul 3.3

Rugozităţile admisibile recomandate pentru suprafeţele organelor motoarelor înainte de rodaj

Suprafaţa de frecare	Rugozitatea admisă după GOST [μm]	Rugozitatea admisă conform desenelor şi normelor interne [μm]	Rugozitatea raţională [μm]
Cilindru	—	0,40	0,2–0,5
Corpul pistonului	1,00	0,80	0,5–1,2
Bolţul pistonului	0,16	0,16	0,1–0,2
Bucşa bielei	0,80	0,80	0,5–1,0
Fusul palier al arborelui cotit	0,40	0,25	0,2–0,4
Cuzineţii palierelor	—	0,40	0,4–0,8
Fusul maneton	0,40	0,25	0,2–0,4
Cuzineţii bielei	—	0,40	0,4–0,8
Fusul axului cu came	0,40	0,40	0,2–0,5
Bucşele axului cu came	—	1,60	0,4–0,8
Tija supapelor	—	0,25	0,2–0,5
Ghidajul supapelor	3,20	0,80	0,5–0,8
Tija tacheţilor	—	0,25	0,1–0,4
Tacheţii	0,63	0,20	0,2–0,8
Camele axului cu came	0,63	0,80	0,2–0,8

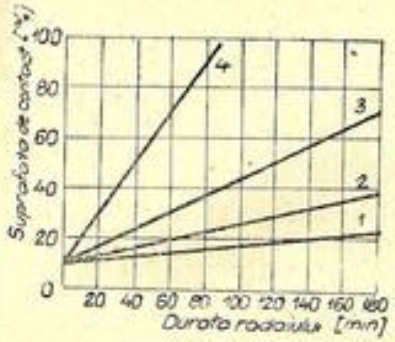


Fig. 3.7. Durata rodajului în funcţie de netezimea iniţială a suprafeţelor:
1 — piese cu rugozitatea de 100–12,5 μm; 2 — piese cu rugozitatea de 12,5–6,3 μm; 3 — piese cu rugozitatea de 6,3–3,2 μm; 4 — piese cu rugozitatea de 3,2–1,6 μm.

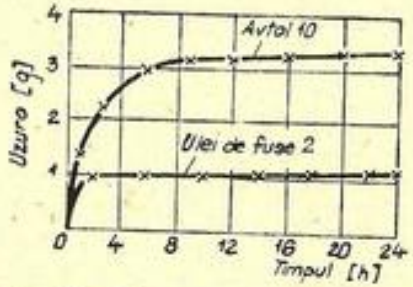


Fig. 3.8. Influenţa calităţii uleiului a supra uzurii.

Deşi uzura suprafeţei obţinută prin rodare nu depinde de netezimea iniţială a suprafeţei, durata rodării, aşa cum rezultă din figura 3.7, depinde de rugozitatea iniţială a suprafeţei.

În ceea ce priveşte condiţiile în care se realizează rodajul, o mare influenţă o are calitatea uleiului.

În cazul rodajului cu ulei mai puţin vîscos, pe suprafeţele pieselor în frecare se formează un număr mai mic de zgîrieturi relativ adînci, adică stratul superficial al metalului se distruge mai puţin decît în cazul rodajului cu un ulei mai vîscos.

În fig. 3.8 sînt arătate curbele de uzură pentru două tipuri de uleiuri utilizate la rodarea MAS.

Proeminenţele suprafeţelor organelor motoarelor nerodate creează condiţii pentru apariţia unor presiuni locale foarte mari.

Pentru a se menţine pelicula de lubrifiant între asperităţile suprafeţelor, ea trebuie să fie foarte rezistentă, iar uleiul să fie caracterizat printr-o capacitate de răcire înaltă. Această din urmă proprietate este deosebit de importantă, avînd în vedere că în timpul rodajului se degajă cantităţi foarte mari de căldură, care pot ridica temperatura peliculei de lubrifiant la o valoare critică, la care această peliculă să fie adsorbită, temperatura putînd creşte pînă la temperatura de evaporare.

În fig. 3.9 se dă profilograma suprafeţelor iniţiale şi după rodarea cu uleiuri de viscozităţi diferite (viscozitatea creşte de la uleiul de fuse 2 la Nigrol). Ele arată că, pe măsura sporirii viscozităţii uleiului, zgîrieturile obţinute pe suprafaţă sînt mai adînci şi mai late.

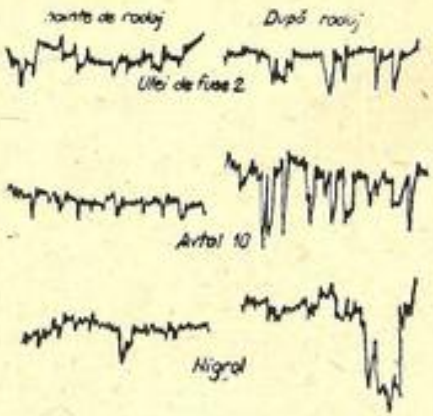


Fig. 3.9. Profilogramele suprafeţelor înainte şi după rodajul cu diferite uleiuri, mărite pe verticală de 5.000 ori, iar pe orizontală de 250 ori.

Pentru rodarea motoarelor cu ardere internă sînt necesare diferite dispozitive, aparate, instrumente şi instalaţii.

Pentru operaţiile de rodaj la rece este necesară rotirea arborelui cotit cu o turaţie care variază între anumite limite, în funcţie de tipul motorului. Pentru antrenarea motorului şi varierea în anumite limite a turaţiei, se utilizează o diversitate de soluţii bazate pe un motor de antrenare şi un dispozitiv pentru variaţia turaţiei.

În mod obişnuit, pentru antrenarea motoarelor supuse rodajului la rece se folosesc motoare electrice cu turaţia de 750 sau 1 500 rot/min şi cu puteri corespunzătoare celei mai mari puteri a motorului care se rodează. Motorul electric este cuplat cu o cutie de viteză, care asigură turaţia necesară de antrenare.

La rodajul la cald este necesar ca motorul să fie pus în funcţiune la sarcină variabilă, în care scop standul de rodaj trebuie să fie prevăzut cu un sistem de frînă.

Standurile de rodaj ale motoarelor cu ardere internă se compun din următoarele părţi principale:

— suportul de fixare a motorului;
— dispozitivul de antrenare (pentru rodajul la rece);
— frîna (pentru rodajul la cald);
— aparate de măsură şi control;
— instalaţii pentru alimentarea cu combustibil;
— instalaţii pentru evacuarea gazelor arse;
— instalaţii pentru alimentarea cu apă a frînelor hidraulice;
— instalaţii pentru alimentare cu apă de răcire.

3.1.2. METODE ŞI REGIMURI DE RODAJ. STABILIREA REGIMURILOR OPTIME DE RODAJ

Rodajul motoarelor cu ardere internă se realizează în condiţii diferite de turaţie şi sarcină, în funcţie de tipul motorului (cu aprindere prin scînteie, cu aprindere prin comprimare), de starea motorului, de diferite caracteristici constructive ale motorului etc.

Regimul de rodaj influenţează în mare măsură calitatea suprafeţelor rodate şi, în consecinţă, durata de funcţionare normală în condiţii de exploatare a motorului nou, precum şi durata lui de funcţionare între două reparaţii generale.

Calitatea rodajului este condiţionată de o serie de factori mecanici, termici şi chimici. Factorii de natură mecanică sînt predominanţi şi rezultă din construcţia, prelucrarea, montajul şi calitatea materialelor organelor motorului. Condiţiile termice rezultă din cele mecanice şi chimice, ultimele fiind în bună măsură determinate de natura şi calitatea combustibilului şi lubrifiantului folosit.

În anumite condiţii specifice de prelucrare şi de montaj, realizarea unui rodaj optim impune următoarele condiţii: evitarea gripării, evitarea degradării materialului şi grăbirea procesului de rodaj.

În scopul evitării gripajului trebuie asigurată o circulaţie abundentă de ulei şi o peliculă de lubrifiant rezistentă, fiind indicat a se utiliza straturi de acoperire ca: bisulfură de molibden, indiu, grafit coloidal, politetracloretilen.

În ce priveşte degradarea materialului, aceasta se datoreşte faptului că, după prelucrarea mecanică, materialul rămîne brăzdat de microfisuri în care pătrund moleculele polare de lubrifiant care provoacă creşterea fisurilor, reducînd duritatea suprafeţelor. Tratamentele mecanice de suprafaţă (bătaie cu alice, vălţuire etc.) remediază uneori microdefectele şi măresc rezistenţa la oboseală. Evitarea degradării materialului impune luarea unor măsuri în vederea îndepărtării stratului fisurat, acoperirea suprafeţei cu un strat continuu de mare rezistenţă şi solicitarea moderată a pieselor motorului, pînă la realizarea unei suprafeţe de sprijin suficiente, adică realizarea rodajului sub sarcină progresivă.

Accelerarea procesului de rodaj reprezintă, de fapt, o intensificare a procesului de uzură dimensională autoreglată, limitată în timp şi spaţiu în perioada iniţială, şi, în consecinţă, impune abraziunea controlată sau coroziunea limitată la punctele calde. Pentru satisfacerea acestor condiţii se poate aplica un rodaj cu abrazivi şi cu aditivi activi din punct de vedere chimic.

Stabilirea regimului de rodaj şi aprecierea eficacităţii lui se face de obicei pe baza curbelor de uzură. Curbele de uzură reprezintă cantitatea de particule metalice prezente în lubrifiant, în funcţie de durata rodajului; se construiesc pe baza datelor experimentale obţinute prin diferite metode.

Uneori, drept criteriu de alegere corectă a regimului de rodaj se adoptă inexistenţa gripajelor suprafeţelor în frecare.

Durata de funcționare normală a motoarelor este determinată de gradul de uzură al cilindrilor, uzură care depinde în mare măsură de regimul de rodaj folosit.

Cantitatea de metal din lubrifiant variază mult în diferitele faze de rodaj. Variația acestor cantități de metal se vede în fig. 3.10. Rodajul se consideră terminat cînd tg $\alpha = dV/d\tau$ ajunge la o valoare minimă și aproape constantă. Experimental s-a constatat că variația cantității de metal antrenat în unitatea de timp se poate exprima cu relația [28]:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{dV}{d\tau} = \sqrt{2\delta\tau}, \qquad (3.5)$$

în care δ este un factor constant ce depinde de parametrii constructivi.

Durata rodajului τ este determinată de aplatisarea curbei variației cantității de metal dislocat.

Mărimea $\operatorname{tg} \alpha = \frac{dV}{d\tau}$, după terminarea rodajului, constituie un parametru important ce indică calitatea montajului și a rodajului motoarelor.

În fig. 3.11 este arătată dinamica rodajului cilindrilor la cinci motoare ieșite din reparație generală, determinată prin metoda amprentelor.

Pentru aprecierea regimului de rodaj s-au folosit următorii indicatori:

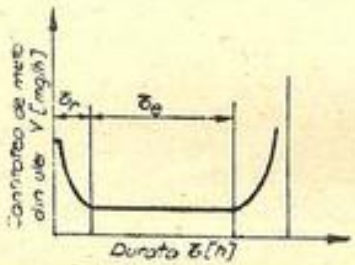


Fig. 3.10. Variația cantității de metal antrenat de ulei în diferite faze ale funcționării motorului: τ_r — perioada de rodaj; τ_e — perioada de funcționare.

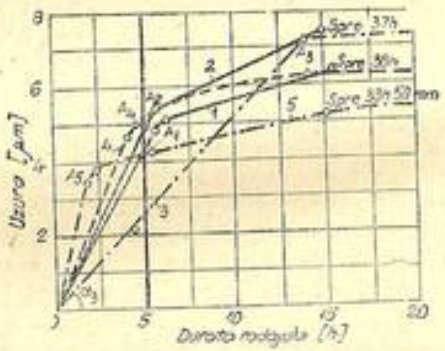


Fig. 3.11. Dinamica rodajului cilindrilor pentru MAS, ieșite din reparație generală.

— momentul terminării procesului de rodaj se consideră terminat în punctele A, unde alura curbei de uzură se schimbă;

— ritmul mediu de uzură în perioada de rodaj se apreciază prin tangenta unghiului α de înclinare a dreptei ce unește originea coordonatelor cu punctele A;

— rezistența la uzură a suprafeței rodate se apreciază, de asemenea, prin unghiul de înclinare în punctul A al curbei respective față de axa absciselor;

— starea suprafețelor se apreciază după aspectul vizual al microfotografiilor.

Se observă că pe măsura creșterii ritmului mediu de rodaj, timpul afectat pentru acesta se reduce.

Alura diferită a curbelor pentru diverse uleiuri și regimuri a dus la ideea posibilității accelerării proceselor de rodare a cilindrilor prin forțarea regimului în ceea ce privește turația și încărcarea motorului (fig. 3.12). Din fig. 3.12 se observă că rodajul la rece după normele tehnice ale uzinei s-a făcut la o turație de 600 rot/min, constantă și a durat 30 min, iar rodajul la cald la turație de 850 rot/min timp de 30 min și apoi la turația de 1 200 rot/min timp de 20 min. În regim de turație forțată, rodajul la rece se face timp de 25 min, cu creșterea turației de la 500 la 1 000 rot/min, iar rodajul la cald timp de 25 min cu creșterea turației de la 1 000 la 2 100 rot/min, urmat de un rodaj de 10 min, respectiv 5 min, la turația de 1 500, respectiv 1 700 rot/min. În regim de sarcină forțată rodajul motorului durează numai 25 min, la sarcinile de 10, 15 și 20 CP și turațiile 1 500, 1 800 și respectiv 2 200 rot/min.

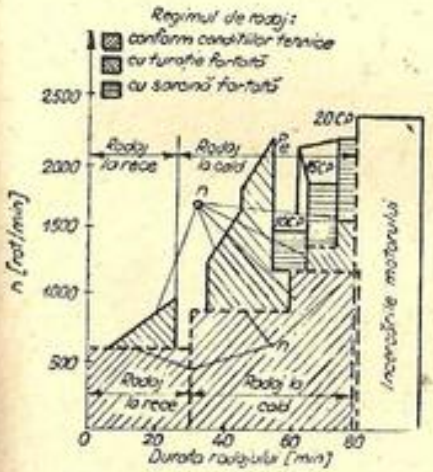


Fig. 3.12. Regimurile de rodaj ale unui MAS.

În fig. 3.13 se dau curbele de uzură a unor motoare construite pe baza conținutului de metal în lubrifiant. Uzura intensă a suprafețelor organelor principale ale motoarelor încetează după 80—100 min, ceea ce indică terminarea rodajului.

În fig. 3.14 se dă epura de uzură în timpul rodajului cămășilor de cilindri, indicîndu-se prin nu-

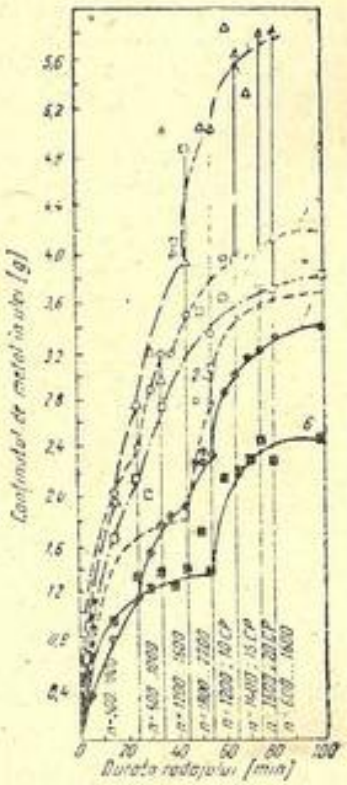


Fig. 3.13. Curbele de uzură construite pe baza conținutului de metal în ulei la rodajul forțat al unor MAS:
1, 2, 3, 4 și 5 — motoare ieșite din reparație generală; 6 — motor nou.

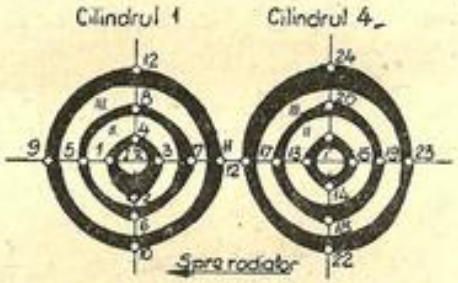


Fig. 3.14. Epurele de uzură, în timpul rodajului cămășilor de cilindri.

mere convenționale (1—24) suprafețele examinate. Din figură se vede că rodajul cămășilor cilindrilor s-a desfășurat neuniform, uzura maximă a suprafeței avînd loc în planul perpendicular pe axa arborelui cotit. Uzura absolută a suprafeței active a variat între 0,5 și 10μm. Prin I, II, III s-au notat zonele unde au fost efectuate măsurările în două planuri perpendiculare. Zonele I, II, III corespund uzurii măsurate la distanțele: 13,35 și 60 mm de la partea superioară a cilindrului.

În fig. 3.15 se dă variația ritmului uzurii (curbele de linii întrerupte) pe porțiunea respectivă. Se observă că duritatea este mai mare în acele porțiuni unde rodajul a fost mai intens. Durificarea suprafeței active în timpul rodajului influențează rezistența la uzură numai un timp relativ scurt.

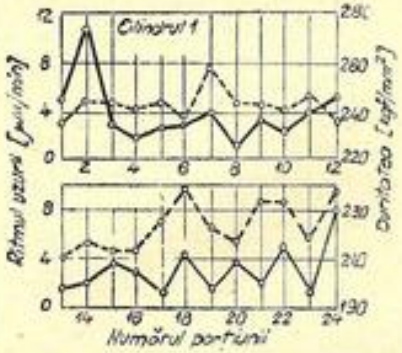


Fig. 3.15. Variația ritmului uzurii și durității cămășilor de cilindri.

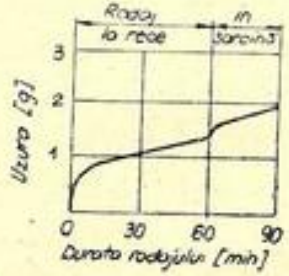


Fig. 3.16. Curba de uzură în timpul rodajului, la condiții optime de rodaj.

Determinarea condițiilor optime de rodaj constă în construirea curbei de uzură din timpul rodajului (fig. 3.16). Curba uzurii permite alegerea regimului și stabilirea duratei rodajului. Ea permite de asemenea urmărirea duratei de rodaj în fiecare regim (sarcină și turație), ca și succesiunea regimurilor. Caracterul curbei de uzură arată posibilitatea eliminării regimului de mers în gol și a trecerii directe, după rodajul la rece, la rodajul sub sarcină (fig. 3.17).

Calitatea rodajului suprafețelor depinde nu numai de lubrifiantul utilizat la rodaj ci, în mare măsură, și de turație.

S-a constatat că cilindrii motoarelor, fusurile arborelui cotit și, îndeosebi, cuzinetii lagărelor se rodează mult mai bine în regim forțat, utilizînd un debit sporit de lubrifiant cu viscozitate redusă.

În concluzie, regimul de rodaj (durata, turația, executarea rodajului la cald sau la rece, în gol sau în sarcină, felul lubrifiantului utilizat) constituie un tot unitar, indivizibil.

Determinarea calității rodajului poate fi făcută și prin analiza frecărilor în motor. Ridicînd diagrama variației momentului de frecare în funcție de durata rodajului, se poate analiza gradul rodajului efectuat. O astfel de diagramă (fig. 3.18) arată existența a trei perioade în timpul rodajului. În perioada de timp co-

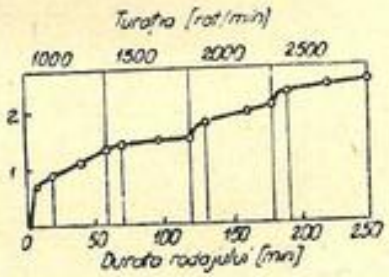


Fig. 3.17. Curbe de uzură la trecere directă de la rodajul la rece, la rodajul sub sarcină.

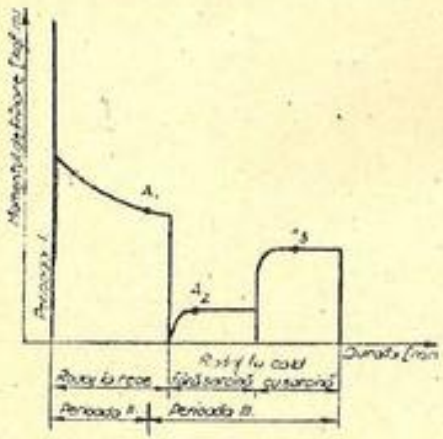


Fig. 3.18. Variația momentului de frecare în funcție de durata rodajului.

respunzător rodajului la rece cuplul motor este pozitiv; un motor electric antrenează motorul care este rodat. Pe măsură ce motorul este rodat, scad frecările și, în consecință, scade și momentul de frecare. La rodajul la cald, motorul electric lucrează în regim de frînă. Pe măsura avansării rodajului la cald, scad frecările și crește momentul de frecare al motorului electric.

În lipsa unui dinamometru sau a aparatelor de măsură a momentelor de frecare, calitatea rodajului și a montajului motorului poate fi apreciată prin controlul vizual al gazelor de eșapament, a temperaturii apei de răcire și a uleiului, precum și a presiunii uleiului. La începutul rodajului o cantitate mai mare de lubrifiant pătrunde prin neetanșeitățile segmenților în camera de ardere, gazele arse conținînd și produșii arderii lubrifiantului. Dispariția fumului rezultat prin arderea lubrifiantului din gazele de ardere constituie un mijloc de control al rodajului. Presiunea aerului comprimat din cilindri crește odată cu mărirea etanșeității segmenților și deci a gradului de rodaj. Această presiune constituie, de asemenea, un indiciu al gradului de rodaj. În timpul rodajului, dacă temperatura apei de răcire crește, este necesar să se reducă sarcina și turația (pentru a asigura ungerea, turația nu trebuie scăzută sub 25% din cea nominală). Dacă se observă că temperatura apei de răcire scade, este necesar ca procesul de rodaj al motorului să se facă în continuare cu o sarcină mai mică. În cazul cînd scăderea temperaturii apei de răcire persistă, motorul trebuie demontat și verificat. În cazul în care se constată o scădere a presiunii și temperaturii uleiului, este necesar să se oprească imediat motorul. Prin scăderea temperaturii uleiului se mărește viscozitatea sa, iar ungerea pieselor puternic solicitate se face mai defectuos.

O altă metodă de determinare a calității rodajului este analiza variației turației motorului la mers în gol.

Din curbele de variație a turației se pot trage următoarele concluzii:

— se constată o variație pronunțată a turației în momentul pornirii și stabilizarea relativă a turației, ca urmare a stării suprafețelor, jocurilor între piese, neuniformităților de montaj etc;

— o creștere accentuată a pantei curbelor în primele 20—25 min de rodaj, datorită încălzirii motorului, după care creșterea este relativ mai mică;

— se observă o dependență a valorii turației la mers în gol de temperatura apei și a lubrifiantului.

Calitatea motorului și a modului în care s-a efectuat rodajul pot fi evidențiate prin metoda analizei spectrografice a diferiților componenți în suspensie în lubrifiantul folosit pentru ungerea motorului [28]. Astfel, analiza cantităților de fier, cositor, crom, aluminiu etc. indică intensitatea uzurii diferitelor organe ale motorului. Variația în timp a acestei uzuri este un parametru important ce indică calitatea motorului. Cantitatea de crom dizolvat indică gradul de uzură al segmenților sau cilindrilor cromați, cantitatea de aluminiu indică uzura pistoanelor, cea de cositor, cupru și plumb dă informații asupra uzurii cuzinetilor și bucșelor bolțurilor, iar cantitatea de fier dă un indiciu asupra rodajului în ansamblu.

Problema stabilirii regimurilor optime de rodaj a motoarelor reparate întîmpină dificultăți datorită necunoașterii rugozității pieselor după reparație, ceea ce face imposibilă utilizarea regimurilor de rodaj stabilite pentru motoarele noi.

Compararea rezultatelor experimentărilor arată că rugozitatea optimă diferă în diferitele zone și nu este constantă de-a lungul cilindrului. Mărimea rugozității optime pentru zonele întîi și a doua se recomandă a fi de 0,10—0,25 μm pentru motoarele de automobile. În mod analog s-au stabilit rugozitățile medii optime și pentru alte organe ale motorului și anume:

— pentru mantaua pistonului, 0,2—0,4 μm;
— pentru bolțurile pistoanelor, 0,01—0,02 μm;
— pentru fusurile arborelui cotit, 0,1—0,4 μm.

După stabilirea mărimii rugozității optime a principalelor piese ale motorului se poate determina influența rugozităților datorate prelucrărilor mecanice ale pieselor reparate asupra duratei rodajului.

Măsurînd rugozitatea suprafețelor cilindrilor la un mare număr de motoare reparate, la care prelucrarea cilindrilor se face prin alezare și honuire cu pietre abrazive, s-au comparat valorile rugozității motoarelor reparate cu cele ale motoarelor noi. Se observă că motoarele reparate au calitatea suprafețelor sensibil

mai slabă decît motoarele noi, deşi a fost folosită o tehnologie apropiată. De aici rezultă că la motoarele reparate este necesar să se adopte o durată de rodaj mai mare decît la cele noi.

3.1.3. RODAJUL MECANIC

3.1.3.1. *RODAJUL LA RECE*

Rodajul la rece este prima operaţie la care trebuie supus motorul nou după montare sau la ieşirea din reparaţie generală şi are ca scop o primă netezire a asperităţilor suprafeţelor în frecare. Rodajul la rece se execută prin antrenarea motorului decompresat cu ajutorul unui alt motor cu ardere internă, al cărui rodaj este efectuat (cel puţin la rece, la cald în gol sau la cald cu sarcină parţială), sau cu ajutorul unui motor electric. Turaţia motorului în procesul de rodare la rece depinde de tipul motorului şi nu trebuie să depăşească, în primele minute, pentru majoritatea tipurilor de motoare, 300 rot/min.

După felul cum este organizat rodajul la rece, se deosebesc următoarele cazuri:

— rodaj la rece uscat;
— rodaj la rece fără lubrifiant;
— rodaj la rece cu lubrifiant.

Rodajul la rece uscat constă în rotirea motorului un timp foarte scurt, fără lubrifiant. În acest caz, lucrul mecanic de frecare se transformă în căldură, iar suprafeţele în frecare se încălzesc pînă la o anumită temperatură, la care vîrfurile proeminenţelor se topesc şi prin aceasta, frecarea suprafeţelor devine lichidă.

Deoarece nu s-a găsit încă posibilitatea determinării precise a momentului cînd se produce fenomenul de topire a vîrfurilor proeminenţelor în frecare, rodajul la rece uscat nu poate fi aplicat decît de specialişti cu o practică deosebită în acest domeniu.

Rodajul la rece fără lubrifiant constă din înlocuirea lubrifiantului cu soluţie de 2% sodă calcinată, introdusă în carterul motorului pînă la nivelul lagărelor arborelui cotit. Prin aceasta se reduce durata rodajului, obţinîndu-se suprafeţe de bună calitate şi rezistente la uzură.

Rodajul la rece cu lubrifiant constituie metoda cea mai răspîndită, atît în uzinele constructoare, cît şi în atelierele de reparat motoare cu ardere internă. În acest caz se foloseşte un lubrifiant

cu o viscozitate foarte redusă, care să poată pătrunde uşor în cele mai mici interstiţii ale suprafeţelor în frecare. Lubrifiantul trebuie să fie de bună calitate, să aibă proprietăţi onctuoase şi să nu atace suprafeţele în frecare. Lubrifiantul utilizat la rodajul la rece nu poate fi folosit în continuare şi la rodajul la cald. El poate fi recuperat parţial după ce a fost decantat şi regenerat, dar această operaţie necesită timp şi instalaţii speciale.

Cercetări efectuate în ultimii ani în scopul stabilirii celor mai adecvate regimuri de rodaj pentru motoarele diesel au arătat că motorina este cel mai potrivit lichid pentru rodajul la rece, deoarece, avînd căldura specifică mult mai mică decît a uleiului, constituie un agent de transport de căldură mult mai bun, preluînd şi cedînd mai repede căldura corpurilor cu care vine în contact. Motorina avînd o viscozitate mică nu ţine în suspensie particule metalice rezultate din rodarea pieselor, ci le transportă şi le decantează în baia de ulei într-un timp mult mai scurt. De asemenea, motorina are bune proprietăţi de a dizolva diversele impurităţi, realizînd o spălare perfectă a suprafeţelor pieselor ce se rodează.

Pentru ca motorul să fie rodat, el trebuie să fie complet montat, cu toate organele anexe, iar blocul motor să poarte poansonul cu seria şi tipul motorului.

În timpul rodajului la rece este necesar ca motorul să fie răcit cu apă sub presiune, în care scop trebuie să se verifice atent întregul sistem de răcire şi să se remedieze eventualele scăpări de apă.

Timpul afectat rodajului la rece trebuie împărţit în două (de obicei în părţi egale): în prima parte, rodarea se execută cu motorul decompresat (cu bujiile, respectiv injectoarele demontate, sau, eventual, fără chiulasă), iar în a doua parte, rodarea se va continua cu motorul sub compresiune.

La începutul perioadei de rodare la rece este necesar ca motorul să fie antrenat cu o turaţie cît mai redusă, în scopul reducerii la maximum a lucrului mecanic de frecare.

A doua perioadă de rodare la rece este caracterizată printr-o îmbunătăţire a suprafeţelor în frecare; forţa de apăsare este mai redusă ca urmare a unei nivelări a asperităţilor suprafeţelor în frecare. Pentru ca lucrul mecanic de frecare să fie menţinut la aceeaşi valoare ca în prima perioadă, este necesar ca turaţia să fie ridicată, iar forţa de apăsare sporită, ceea ce se obţine prin montarea bujiilor, respectiv a injectoarelor, adică prin funcţionarea motorului cu compresiune.

În timpul rodajului la rece trebuie controlată cu atenție presiunea lubrifiantului din sistemul de ungere, etanșeitatea sistemului de ungere și răcire, nivelul lubrifiantului în baia de ulei, temperatura apei din sistemul de răcire (în general cuprinsă între 50—75°C).

În timpul rodajului la rece al motorului nu se admit zgomote și bătăi anormale, înțepeniri și supraîncălziri ale organelor.

În timpul rodajului la rece trebuie supravegheat cu grijă gradul de încălzire a pieselor aflate în mișcare relativă și anume: axul de acționare a magnetoului, axul de acționare a regulatorului și a pompei de apă, axul de distribuție, roțile dințate, lagărele bielelor, lagărele principale etc. În cazul unei încălziri prea mari a pieselor în frecare, motorul trebuie oprit, dîndu-se astfel posibilitatea ca piesele încălzite să se răcească.

Pentru semnalarea rezistențelor interne care se ivesc în timpul rodajului, în circuitul motorului electric ce antrenează motorul care se rodează, se introduce un ampermetru. Intensitatea curentului absorbit fiind proporțională cu cuplul rezistent, se poate urmări modul cum decurge rodajul la rece după indicațiile ampermetrului. La începutul rodajului, valoarea intensității curentului este maximă, deoarece și cuplul rezistent este maxim. Pe măsură ce rodajul continuă, intensitatea curentului scade pînă la un moment dat, cînd rămîne constantă. Aceasta arată că rezistențele interne au devenit și ele constante, iar rodajul la rece s-a terminat.

La terminarea rodajului la rece, motorul se oprește evacuîndu-se uleiul din carter și din întreaga instalație de ungere.

Se introduce apoi în instalația de ungere (în baia de ulei) o cantitate de petrol lampant egală cu 50% din capacitatea băii și se învîrtește arborele motorului timp de două minute cu turația de 500 rot/min. După ce motorul electric care antrenează motorul de rodat a fost oprit, se scurge petrolul lampant din baia de ulei și motorul este demontat de pe standul de rodaj la rece; apoi se demontează parțial pentru a verifica starea suprafețelor organelor respective.

Timpul de rodaj variază între limite mici, de la un motor la altul. Orientativ:

Timpul total de rodaj la rece este de o oră, din care:

15 min la o turație între 300—500 rot/min;

15 min la o turație între 600—800 rot/min;

30 min la o turație între 1 000—1 200 rot/min.

Rodajul la rece al motoarelor cu ardere internă pentru tractoare și autovehicule, fabricate de întreprinderile „Tractorul" și „Autocamioane" din Brașov, se face după regimurile date în tabelul 3.4.

Tabelul 3.4

Regimurile de rodaj la rece ale unor tipuri de motoare de tractoare și autovehicule fabricate în Republica Socialistă România

Tipul motorului	Durata rodajului la rece [min]						Timpul total de rodaj la rece [min]	Lubrifiantul utilizat
	Fără compresiune la turația de [rot/imn]				Cu compresiune la turația [rot/min]			
	500—600	150	300	365	500—600	730		
D—103	—	—	—	5	—	5	10	Ulei 405 cu aditiv detergent și antioxidant
D—104	—	—	—	5	—	5	10	
D—107	—	—	—	5	—	5	10	
D—108	—	—	—	5	—	5	10	
D—109	—	—	—	5	—	5	10	
D—105	—	60	60	—	—	—	120	
SR—211	5	—	—	—	15	—	20	Ulei 405+300 g bisulfură de molibden la 6,5 l ulei

Dacă rodajul la rece s-a făcut normal, fără apariția vreunui defect, se trece la rodajul la cald al motorului.

Pentru determinarea regimului optim de rodaj la rece este necesar să se determine curbele de uzură în timpul rodării. În fig. 3.19 se dă curba de uzură a unui motor de tractor 1—MA, ridicată în timpul rodării la rece. Se observă că în primele 10 min de rodare, curba de uzură este foarte înclinată, ceea ce arată că uzura suprafețelor în frecare este foarte puternică. După un timp oarecare, curba de uzură se apropie de o linie dreap-

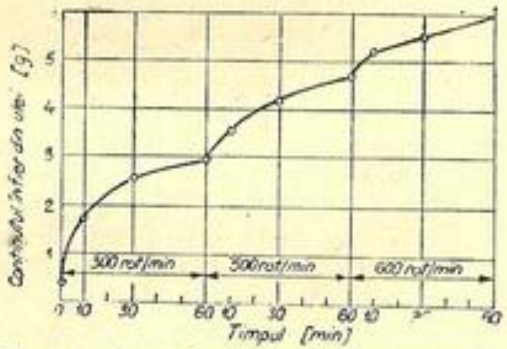


Fig. 3.19. Curba de uzură a unui motor 1—MA, ridicată în timpul rodării la rece.

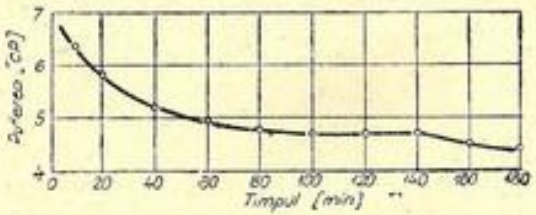


Fig. 3.20. Curba de variaţie a puterii necesare la rodarea unui motor 1—MA.

tă, ceea ce arată că pentru turaţia respectivă, uzura suprafeţelor în frecare a trecut în domeniul uzurii normale. Pentru continuarea rodării trebuie mărită turaţia motorului, deoarece în acest fel se măreşte lucrul mecanic de frecare, iar uzura suprafeţelor în frecare se accentuează din nou.

Puterea necesară rodării la rece şi durata corectă de rodaj pot fi determinate experimental prin ridicarea curbei de variaţie a puterii consumate la antrenarea motorului care se rodează, în funcţie de timpul de rodaj. În fig. 3.20 se arată curba de variaţie a puterii necesare la rodajul unui motor de tractor 1—MA.

3.1.3.2. *RODAJUL LA CALD, ÎN GOL ŞI ÎN SARCINĂ*

Rodajul la cald este o continuare a rodajului la rece şi se execută cu motorul funcţionînd în gol şi apoi în sarcină.

Se recomandă ca pornirea motorului să se facă cu motorul electric al standului.

În timpul rodajului trebuie controlat gradul de încălzire a principalelor organe ale motorului, apariţia unor înţepeniri de piese, jocul la cald al supapelor, bătăile şi zgomotul. Motorul poate fi ascultat comod cu stetoscopul cu membrană. Bătăile izolate se aud mai bine la turaţii mici, celelalte la turaţii mari sau în momentele de schimbare a turaţiei arborelui cotit. Prin schimbarea încărcării motorului se pot sesiza de asemenea, în condiţii bune, bătăile izolate.

După terminarea rodajului la cald în gol se corectează turaţiile maxime ale motorului la funcţionarea cu regulator şi minime stabile.

La rodajul motoarelor noi de autovehicule se recomandă ca funcţionarea în gol pe standul de probă să se facă aşa cum este prevăzută în tabelul 3.5 [28].

Tabelul 3.5

Regimul de rodaj în gol al motoarelor noi de autovehicule

Turaţia	Durata procentuală faţă de timpul total de rodaj [%]
(0,3...0,45)n	25
(0,50...0,55)n	20
(0,70...0,75)n	20
0,9n	35

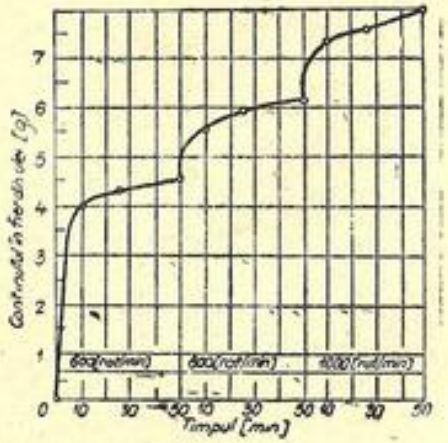


Fig. 3.21. Curba de uzură a motorului 1—MA în perioada de rodaj la cald în gol.

Turaţia la începutul rodajului trebuie să fie ceva mai mare decît turaţia minimă, pentru ca presiunea lubrifiantului să fie suficientă.

În tabelul 3.6 se dau regimurile de rodaj la cald în gol pentru cîteva tipuri de motoare de fabricaţie românească.

Durata rodajului la cald în gol se stabileşte în mod asemănător cu cea a rodajului la rece. În fig. 3.21 se dă curba de uzură a motorului 1—MA în perioada de rodaj la cald în gol. Se observă că panta curbei de uzură este foarte accentuată în primele 10 min de rodare, ca apoi, pe măsura efectuării rodajului, curba să devină orizontală. Se observă că odată cu creşterea turaţiei, timpul necesar rodării suprafeţelor se reduce. Astfel, în timp ce la o turaţie de 600 rot/min, uzura prin rodare durează 25 min, la 1 000 rot/min, această perioadă se reduce la 10 min. Dacă motorul este rodat pe o perioadă mai lungă decît cea necesară, organele aflate în frecare sînt supuse unei uzuri normale, fără a se realiza un proces de finisare a suprafeţelor.

Operaţia de rodaj la cald în sarcină se execută cu motorul montat pe standul de rodaj prevăzut cu un tip oarecare de frînă.

În procesul de rodaj la cald în sarcină, motorul trebuie încărcat treptat şi pe anumite perioade de timp, astfel ca lucrul mecanic de frecare să aibă o valoare constantă.

Tabelul 3.6

Regimurile de rodaj la cald, în gol, ale motoarelor de tractoare de fabricație românească

Tipul motorului	Puterea [kW]	Turația nominală [rot/min]	Turația la care se face rodajul [rot/min]	Durata rodajului		Lubrifiantul utilizat
				parțială [min]	totală [min]	
D–103 D–104	47,8	1 800	960 – 1 200 1 300 – 1 500 1 700 – 1 800 1 800 – 1 980	30 30 30 30	120	Ulei 405 cu aditiv și antioxidant
D–107	33,1	1 500	960 – 1 100 1 200 – 1 250 1 350 – 1 400 1 500 – 1 560	30 30 40 40	140	Idem
D–108	33,1	1 500	960 – 1 100 1 200 – 1 270 1 380 – 1 450 1 550 – 1 680	30 30 40 40	140	Idem
D–109	27,2	1 200	800 – 900 1 050 – 1 150 1 200 – 1 380	40 60 60	160	Idem
D–105	95,7	1 200	600 – 700 850 – 950 1 100 – 1 200 1 250 – 1 350	60 60 30 30	180	Idem

Pentru fiecare motor trebuie stabilită o diagramă de încărcare, în care se trece pe abscisă timpul, iar pe ordonată încărcarea respectivă. Sarcina este cea indicată pe cadranul frînei pentru transmisia directă dintre motor și frînă. În cazul utilizării unui reductor, sarcina P_1, după indicația frînei, se determină cu relația

$$P_1 = \frac{P}{i}\,\eta, \qquad (3.6)$$

în care: P este sarcina după indicația frînei la transmisia directă;
i — raportul de transmitere;
η — randamentul reductorului.

Regimul de rodaj la cald în sarcină al motoarelor diesel noi de putere medie se recomandă a se lua din tabelul 3.7. Pentru aceste motoare se recomandă menținerea temperaturii apei de răcire la intrare la 50°C și la ieșire la 80—95°C și menținerea temperaturii la 85—100°C.

Tabelul 3.7

Regimurile de rodaj la cald în sarcină ale motoarelor diesel de putere medie

Marca motorului	Turația [rot/min]	Puterea [kW]	Durata [min]
V 2–300 (220,8 kW)	1 300 1 400 500	178,1 220,8 în gol	30 25 5
1 D6 (76,9 kW)	900 1 000 1 200 500	46,4 76,9 în gol în gol	10 60 5 5

Pentru motoarele diesel de putere mică se recomandă regimurile de rodaj indicate în tabelul 3.8 [28].

Tabelul 3.8

Regimurile de rodaj la cald în sarcină ale motoarelor diesel de putere mică

Etapa	Durata [min]	Sarcina [%]	Turația [rot/min]
1	30	25	1 200
2	30	50	1 600
3	30	75	1 800
4	60	75	Nominală
5	5	Nominală	Nominală

Pentru motoarele diesel lente, regimul optim de rodaj are o durată de 8 h și se recomandă a fi efectuat la sarcinile indicate în tabelul 3.9. Rodajul indicat în tabelul 3.9 trebuie apoi desăvîrșit în probele de predare și prin rodajul în prima etapă de exploatare cu sarcină redusă.

Tabelul 3.9

Regimul optim de rodaj al motoarelor diesel lente de tip D—40 R

Regimul de rodaj	Turația [rot/min]	Durata rodajului [min]
Fără sarcină	500	10
Fără sarcină	1 100	20
Cu 25% sarcină	Reglarea prin regulatorul de turație	30
Cu 40% sarcină	Idem	60
Cu 50% sarcină	Idem	90
Cu 70% sarcină	Idem	120
Cu 80% sarcină	Idem	150

În cazul cînd rodajul motorului se face direct pe vehicul, se recomandă încălzirea motorului la o turație joasă, fără sarcină. Apoi cînd temperatura organelor motorului a ajuns la valori nominale, se accelerează și decelerează rapid timp de 10 min, sarcina variind între 1/4—1/3 din cea nominală. La darea în exploatare a acestor motoare trebuie ca primii 2 000—3 000 km să fie rodați cu sarcină redusă și la turații medii, cu evitarea turației maxime și minime pe durată prea mare.

În tabelul 3.10 se dau regimurile de rodaj la cald în sarcină ale unor motoare de fabricație românească.

Durata rodajului poate fi micșorată pe seama eliminării regimurilor inutile la mers în gol și prin reducerea regimurilor inutil prelungite. Curba de uzură a noului tip de rodaj este prezentată în fig. 3.22, iar în tabelul 3.11 regimul optim de rodaj. Acest regim pregătește într-un timp mai scurt și mai bine suprafețele în frecare ale pieselor.

Prin ridicarea curbelor de uzură în perioada rodajului pot fi aduse îmbunătățiri regimului de rodaj. Însă noul tip de rodaj trebuie apoi controlat sub aspectul calității suprafețelor organelor motorului.

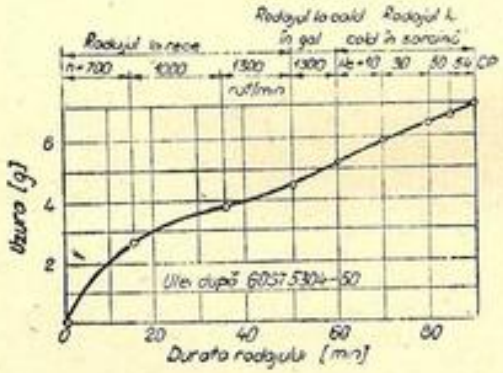


Fig. 3.22. Curba de uzură a noului tip de rodaj.

Tabelul 3.10

Regimurile de rodaj la cald în sarcină ale motoarelor de tractoare de fabricație românească

Tipul motorului	Turația [rot/min]	Sarcina [kW]	Durata rodajului [min]		Lubrifiantul utilizat
			parțială	totală	
D—103 D—104	1 800—1 980	8,8	20	90	Ulei 405 cu aditiv detergent și antioxidant
	1 800—1 980	17,7	20		
	1 800—1 980	26,5	20		
	1 800—1 980	35,3	20		
	1 800—1 825	47,8	10		
D—107	1 485—1 560	7,4	20	110	
	1 485—1 560	14,7	20		
	1 485—1 560	22,1	30		
	1 485—1 560	29,4	30		
	1 485—1 560	33,1	10		
D—108	1 500—1 680	7,4	20	110	
	1 500—1 680	14,7	20		
	1 500—1 680	22,1	30		
	1 500—1 680	29,4	30		
	1 500—1 525	33,1	10		
D—109	1 200—1 380	7,4	30	135	
	1 200—1 380	14,7	30		
	1 200—1 380	22,1	60		
	1 200—1 225	27,2	15		
D—105	1 200	14,8	60	240	
	1 200	36,8	60		
	1 200	55,2	60		
	1 200	73,6	50		
	1 200	95,7	10		

Tabelul 3.11

Regimul de rodaj optim al motorului D—54

Rodaj la rece		Rodaj la cald în sarcină	
Turația [rot/min]	Durata rodajului [min]	Puterea [kW]	Durata rodajului [min]
700	15	7,4	10
1 000	20	22,1	10
1 300	15	36,8	5
—	—	39,7	5

După reparațiile generale sau după reparațiile la care s-au înlocuit cuzineții lagărelor, bucșele de bronz ale bolțurilor, bielelor, pistoanele, segmenții sau au fost alezați cilindrii, motoarele sînt supuse rodajului.

În funcție de natura reparației se face un rodaj la rece, urmat de un rodaj la cald, sau se execută numai rodajul la cald. În cazul motoarelor reparate, durata rodajului este mai mare atunci cînd turația nominală a motorului este mai mică. În cazul motoarelor de putere mică și medie, rodajul la rece se face prin antrenare cu un motor electric. Motoarele de mare putere se rodează numai la cald, rodajul la rece fiind redus la cîteva zeci de turații, cu antrenare prin aer comprimat admis în cilindri. În ambele cazuri trebuie controlat în prealabil sistemul de ungere și corecta montare a motorului. Rodajul la cald durează între 2—3 h, iar la unele tipuri de motoare între 60—70 h, în funcție de tipul motorului. În timpul rodajului se verifică uniformitatea compresiunii la toți cilindrii, uniformitatea repartiției puterii pe cilindri, presiunea la care se efectuează arderea, temperatura și compoziția gazelor evacuate.

Normele tehnice pentru rodajul motoarelor de tractoare fabricate în țara noastră și reparate în condițiile existente în centrale mecanice prevăd trei faze:

— rodare la rece, cu durată de 2 h;
— rodare la cald în gol cu o durată de 2 h;
— rodare la cald în sarcină progresivă, cu o durată de 2 h.

RODAJUL ÎN CONDIȚII DE EXPLOATARE

Motoarele cu ardere internă noi și cele ieșite din reparație generală sînt supuse proceselor de rodaj la rece și la cald în gol și în sarcină la uzina constructoare sau atelierul de reparație. Din analiza regimurilor de rodaj rezultă că, în tot decursul rodajului pe stand, motorul nu este încărcat la puterea lui nominală. După efectuarea rodajului pe stand și efectuarea încercărilor, motoarele de automobile sînt rodate, în mod obligatoriu, de către uzinele constructoare sau atelierele de reparații pe un parcurs de cel puțin 2000 km. Acest rodaj pe parcurs este efectuat numai pe drumuri de categoria I sau a II-a, cu pante de maximum 1,5%, cu respectarea prescripțiilor uzinei constructoare sau ale organului de stat coordonator.

Și după acest rodaj pe parcurs, beneficiarul trebuie să exploateze autovehiculul cu respectarea prescripțiilor date de uzina constructoare, care au ca scop desăvîrșirea rodajului.

O altă problemă strîns legată de rodaj este modul în care se face pornirea și menținerea temperaturii în timpul exploatării.

Pentru înlăturarea uzurii premature se recomandă ca la pornire să se apese cît mai puțin timp pe pedala de accelerație, deoarece o cantitate prea mare de combustibil poate spăla pelicula de ulei de pe cilindri, provocînd o uzură pronunțată a acestora. De asemenea după pornire, motorul nu trebuie să funcționeze imediat în sarcină.

În ceea ce privește rodajul în sine, pentru primii 2 000—3 000 km trebuie urmate prescripțiile uzinei constructoare. Rodajul trebuie executat pe distanțe lungi și fără opriri dese, deoarece la rodajul pe parcurs trebuie evitate accelerațiile și turațiile excesive. În nici un caz nu trebuie să se încerce pe pante, ca prin accelerarea motorului să se mențină aceeași viteză, prescrisă ca maximă.

Înlocuirea uleiului din motor se face conform instrucțiunilor uzinei constructoare, în funcție de natura regimului de rodaj efectuat pe stand.

În cele mai multe cazuri rodajul efectuat în uzină asigură numai parțial o calitate fină a suprafețelor organelor în frecare. Rodajul la uzină asigură îndepărtarea asperităților de prelucrare, adică a microasperităților, iar în rodajul pe parcurs se obține îndepărtarea macroneuniformităților suprafețelor (ondulații, denivelări etc.) și a defecțelor de montaj. În fig. 3.23 se arată etapele de rodaj la motoarele de autovehicule. Etapa de rodaj corespunzătoare înlăturării microneuniformităților suprafețelor (asperităților) este marcată prin zona a, etapa de rodare a macroneuniformităților prin zona b, iar durata întregului proces de rodaj pe parcurs cuprinde zona c.

Pentru evitarea uzurilor excesive și a gripajului, în perioada de rodaj pe parcurs sarcina motorului se limitează prin montarea de diafragme între carburator și conducta de admisiune. Diametrul diafragmei se alege pe cale experimentală, astfel ca eforturile la care sînt supuse piesele principale să fie de 25—35% din efortul maxim al motorului complet rodat.

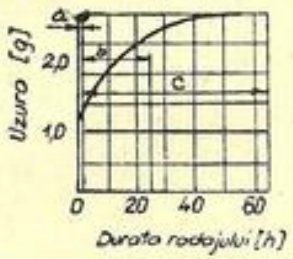


Fig. 3.23. Variația în timp a uzurii în timpul rodajului.

Experiența arată că utilizarea diafragmelor de limitare a sarcinii duce la o înrăutățire a amestecului carburant și favorizează depunerile de calamină în camerele de ardere, ceea ce contribuie la înrăutățirea procesului de ardere.

Se recomandă ca rodajul pe parcurs să se efectueze în două etape și anume:

— rodajul cu vehiculul gol timp de 5—10 h;

— rodajul cu vehiculul încărcat parțial timp de 40—60 h.

Rodajul cu vehiculul în sarcină se recomandă a se face după regimul dat în tabelul 3.12.

O metodă mai eficace de limitare a sarcinii constă în limitarea cursei clapetei de accelerație cu ajutorul unui șurub de fixare sigilat. La terminarea rodajului pe parcurs nu mai este nevoie de a se demonta carburatorul, ci o simplă desigilare și scoatere a șurubului 4 (fig. 3.24).

Rodajul tractorului se face în trei faze:

— rodajul pe loc, în gol, timp de 10 min, la o turație a motorului de 1 200 rot/min și alte 10 min, la o turație de 1 500 rot/min;

— rodajul în deplasare, fără sarcină, se face la turația motorului de 1 200—1 500 rot/min, după regimul indicat în tabelul 3.13; în timpul rodajului în gol, motorul se va accelera treptat, iar cuplarea ambreiajului se va face progresiv, pentru ca motorul să nu fie suprasolicitat;

— rodajul motorului în sarcină progresivă se face cu încărcare treptată pînă la puterea maximă, în toate treptele de viteză, pentru a se asigura și rodarea transmisiei.

Tabelul 3.12

Sarcina pe diferite etape de rodaj pe parcurs

Durata etapei [%]	Sarcina [%]
20	0,33
30	0,50
50	0,75

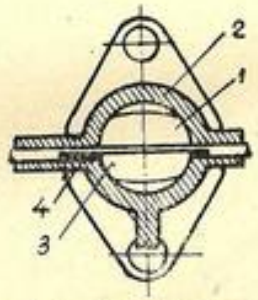


Fig. 3.24. Dispozitiv de limitare a sarcinii:

1 — clapetă; 2 — conducta de admisiune; 3 — acul clapetei; 4 — șurub de fixare.

Tabelul 3.13

Regimul de rodaj al tractoarelor U—650 în deplasare fără sarcină

Treapta de viteză	Durata [h]	Indicii de lucru	
		Consumul de combustibil [kg/h]	Puterea motorului [kW]
I	1	4,2	7,4
II	1	4,4	8,1
III	1	4,6	8,8
IV	1	4,9	10,3
Mers înapoi	1	—	—

În tabelele 3.14 și 3.15 sînt prezentați principalii indici de lucru ai tractorului U—650, care trebuie urmăriți în timpul rodajului în sarcină: treapta de viteză, forța la cîrlig, precum și indicii orientativi privind consumul orar de motorină și puterea motorului. Rodajul poate fi efectuat fie în ordinea vitezelor după datele din tabelul 3.14, fie în funcție de încărcare, așa cum este prezentat în tabelul 3.15.

Tabelul 3.14

Indicii de lucru ai tractorului U—650 în perioada de rodaj, în ordinea vitezelor

Treapta de viteză	Durata [h]	Forța de tracțiune [daN]	Indicii de lucru ai motorului	
			Consumul orar de motorină [kg/h]	Puterea motorului [kW]
I	5	490	5,2	17,7
	5	785	5,8	20,6
	5	1 177	6,3	24,3
II	5	490	5,8	20,6
	5	785	6,8	26,5
	5	1 177	8,2	35,3
III	5	490	6,5	25,8
	5	785	7,9	31,6
	5	1 177	9,7	42,7
IV	4	490	7,6	30,2
	3	785	9,3	41,2
	2	1 177	1,51	46,4

Tabelul 3.15

Indicii de lucru ai tractorului U—650 în perioada de rodaj în funcţie de încărcare

Forţa de tracţiune [daN]	Treapta de viteză	Durata [h]	Indicii de lucru ai motorului	
			Consumul orar de combustibil [kg/h]	Puterea motorului [kW]
490	I	5	5,2	17,7
	II	5	5,8	20,6
	III	5	6,5	25,8
785	I	5	5,8	20,6
	II	5	6,8	26,5
	III	5	7,9	31,6
1 177	I	5	6,3	24,3
	II	5	8,2	35,3
	III	5	9,7	42,7
490	IV	4	7,6	30,2
785		3	9,3	41,2
1 177		2	11,5	46,4

PARTICULARITĂŢILE RODAJULUI MOTOARELOR ÎN DOI TIMPI

Întrucît majoritatea motoarelor în doi timpi nu au un sistem propriu de ungere, rodajul la rece al acestor tipuri de motoare necesită luarea unor măsuri suplimentare în vederea asigurării ungerii organelor în mişcare relativă. Astfel în perioada rodajului la rece al motoarelor în doi timpi, este necesar ca motorul să fie alimentat cu un amestec de benzină şi ulei, fie cu un amestec de motorină şi ulei, care să asigure lubrifierea. La motoarele cu aprindere prin comprimare în doi timpi este indicat ca alimentarea să se facă cu amestec de benzină şi ulei într-o astfel de proporţie, încît să fie evitată aprinderea amestecului. La motoarele cu aprindere prin scînteie, carburatorul este racordat la un rezervor care conţine un amestec de motorină cu ulei, motorul funcţionînd în perioada rodajului la rece cu bujii false.

3.1.4. RODAJUL CHIMIC

Prin folosirea în timpul rodajului a unor uleiuri cu proprietăţi fizico-chimice diferite, s-a constatat influenţa calităţii acestora asupra duratei rodajului, asupra calităţii suprafeţelor obţinute prin rodaj şi rezistenţelor la uzură în timpul exploatării motoarelor.

Varietatea asociaţiilor posibile de uleiuri de bază disponibile cu diverşi aditivi poate să ofere numeroase calităţi de uleiuri.

Necesitatea sau interesul de a folosi un ulei mineral sau un ulei cu aditivi depinde în primul rînd de tipul motorului. Motoarele cu aprindere prin scînteie pot fi rodate cu un ulei mineral pur, în timp ce majoritatea tipurilor de motoare diesel necesită un ulei cu aditivi detergenţi.

Dintre sortimentele de uleiuri româneşti, cele mai corespunzătoare pentru efectuarea rodajului sînt uleiurile 305 şi 405 din ţiţeiuri selecţionate, rafinate cu solvenţi, a căror viscozitate la 50°C este de 5—6°E, respectiv 4,5—5,5°E.

În vederea accelerării rodajului, cea mai mare răspîndire a căpătat utilizarea unor aditivi în uleiurile cu care se face rodajul.

Superioritatea lubrifiantului cu aditivi se explică prin acţiunea directă şi puternică a acestuia asupra zonelor cu temperaturi ridicate, în locurile cu defecte, fără a lăsa urme profunde sau amorse pentru accidente.

În general, aditivii pentru reducerea duratei rodajului trebuie să îndeplinească următoarele condiţii:

— să posede o bună solubilitate în uleiurile de rodaj şi să nu altereze proprietăţile acestuia din urmă;

— să nu provoace reacţii cu alţi constituenţi, în special cu substanţele detergente şi cu aditivii antioxidanţi;

— să nu reacţioneze cu diferitele metale întîlnite în motor la temperaturi normale de funcţionare, adică să posede o stabilitate termică bună;

— produsele de descompunere sau acelea rezultate din acţiunea metalului nu trebuie să fie abrazive, ci din contră, dacă e posibil, să fie solubile în ulei sau să fie eliminate cu uşurinţă prin gazele de eşapament.

Anumiţi esteri corespund destul de favorabil acestor condiţii [28].

În ţara noastră ca aditivi la rodajul motoarelor se utilizează grafitul, bisulfura de molibden şi lecitina.

Îmbogăţirea cu sulf a straturilor superficiale ale metalului îmbunătăţeşte proprietăţile antifricţiune ale acestora, reduce forţa de frecare şi măreşte durabilitatea suprafeţelor în frecare. Adău-

garea de sulf în uleiul de rodaj împiedică formarea microsudurilor locale şi prin aceasta evită fenomenul de gripaj. Acţiunea sulfului se manifestă prin reacţia pe care o are cu particulele metalice ameninţate de gripare.

Procedeul cel mai cunoscut şi răspîndit de rodare a motoarelor cu ulei sulfuros constă în introducerea unor adaosuri chimice, conţinînd combinaţii active de sulf în lubrifiant.

Motoarele de automobile şi tractoare rodate prin procedeul clasic, mecanic, necesită o durată totală de circa 60—100 h, durată care poate fi redusă la 2—3 h, prin adăugarea de sulf în lubrifiantul de rodaj.

Uzura minimă se obţine la o concentraţie a sulfului în ulei de 0,9—1,1. Consumul specific de combustibil scade, iar puterea motorului creşte atunci cînd motorul este rodat cu ulei cu adaos de sulf faţă de rodajul fără adaos de sulf; uzura cilindrilor, după un parcurs de 10 000 km, scade la rodarea cu ulei sulfuros, reducînd în acelaşi timp durata rodajului de circa 4 ori.

În fig. 3.25 se dă variaţia coeficientului de frecare în funcţie de durata rodajului în cazul utilizării unui ulei cu un conţinut de 1% sulf şi în cazul folosirii unui ulei pur. Coeficientul de frecare ajunge la limita de regim în decurs de 80 min în cazul uleiului sulfuros, faţă de 140 h la uleiul pur.

De asemenea, la rodarea cu ulei cu adaos de sulf, uzura pieselor conjugate, pînă la atingerea coeficientului de frecare de regim, este de 2—3 ori mai mică. Acest lucru se explică prin formarea straturilor de combinaţii ale sulfului cu fierul, în special FeS şi FeS_2 şi a oxizilor FeO şi Fe_3O_4.

Experienţele efectuate cu uleiuri care provin din zăcăminte bogate în sulf au arătat că acest sulf, chiar în concentraţie optimă, nu are o acţiune de accelerare a rodajului.

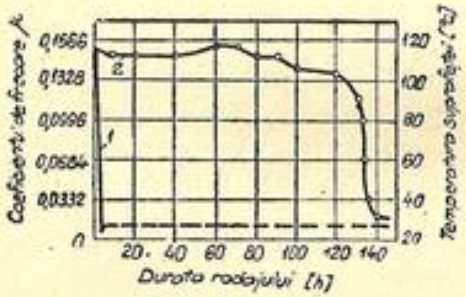


Fig. 3.25. Variaţia coeficientului de frecare în funcţie de durata rodajului:
1 — ulei cu conţinut de 1% S; 2 — ulei pur.

Se observă că o accelerare a rodajului se obţine cu sulfurile şi în special disulfurile de dibenzil, în timp ce celelalte combinaţii organice ale sulfului nu dau rezultate pozitive. O accelerare puternică a rodajului se realizează cu polisulfurile de dibenzil de tip C_6H_5-CH_2S_n $CH_2C_6H_5$ cu n>2, care se obţin prin tratare la temperatura de 150°C a disulfurii

de dibenzil cu sulf. Rodarea motoarelor cu ardere internă cu adaos de 0,9—1% din această substanţă s-a terminat în 20—30 min.

Lecitinele fac parte din grupa fosfatidelor, cuprinzînd toţi esterii acidului fosforic cu caracter lipoid. Acţiunea lor se bazează în acelaşi timp pe polaritatea lor, cît şi pe reacţia pe care o dau cu particulele de metal din zonele foarte calde ale suprafeţelor în frecare, acţionînd în direcţia dizolvării locale a proeminenţelor (asperităţilor); după obţinerea unei suprafeţe de contact mai mare, cînd temperatura se reduce, procesul de uzură încetează.

Lecitinele sînt stabile pînă la temperaturi de 120—130°C, cînd se descompun, eliberînd acidul ortofosforic (H_3PO_4), care constituie un decapant, şi acizi graşi. Din formula lecitinei se observă că acizii graşi conţin în moleculă o sarcină pozitivă şi una negativă (sînt ioni bipolari).

Lecitina nu atacă metalele folosite în construcţia de maşini decît în cazul unor anumite condiţii de temperatură. În cazul cînd temperatura metalului depăşeşte 120°C, lecitinele se descompun şi produc cu metalul următoarele fenomene:

— reacţia dintre acidul fosforic şi metal, cu formarea fosfatului respectiv (în special fosfatul de fier);

— pasivizarea suprafeţei metalice de către stratul de fosfat de fier;

— arderea la suprafaţa pasivizată a substanţelor polare, formînd în acest fel o peliculă protectoare rezistentă.

În punctele supraîncălzite ale suprafeţelor în frecare, unde apare posibilitatea gripării, se produce atacarea şi dizolvarea proeminenţelor suprafeţelor, acoperirea suprafeţelor formate cu produse de reacţie, smulgerea acestor produse prin acţiuni dinamice şi realizarea unei suprafeţe de contact.

În condiţii de gripare se produce dizolvarea materialului în punctele de contact şi acoperirea suprafeţei cu produsele de reacţie; ciclul se repetă pînă se creează jocul necesar, iar temperatura scade.

Se menţionează că nu toate felurile de lecitină prezintă o acţiune favorabilă asupra rodajului motoarelor cu ardere internă.

Cantitatea de lecitină pură care se adaugă uleiurilor de rodaj este de aproximativ 4 g pentru 1 kg de ulei.

Eficacitatea economică a rodajului chimic cu lecitină constă în reducerea aproape totală a timpului de rodaj pe parcurs şi folosirea acestuia ca timp productiv; se reduce de asemenea timpul de imobilizare în reparaţie generală a motoarelor şi se obţin însemnate economii la lubrifiant şi combustibil.

În ultimii ani au fost utilizate şi alte substanţe menite să reducă durata rodajului şi a uzurii motoarelor. Asemenea produse sînt bisulfura de molibden, MoS_2 şi bisulfura de wolfram, WS_2, care posedă proprietăţi lubrifiante bune. Aceste aditive au proprietăţi antigripante prin acţiunea lor de lubrifiere în zonele de frecare uscată. Bisulfura de molibden face parte din grupa lubrifianţilor cu structură stratificată. Din această grupă de lubrifianţi fac parte şi grafitul, mica, talcul, nitrura de bor, stearatul de zinc etc. Atomii din fiecare strat elementar sînt legaţi prin legături chimice solide. În molecula de MoS_2, atomii de molibden sînt aşezaţi între două straturi de atomi de sulf. Legăturile între atomii de sulf din straturile de molecule învecinate este foarte slabă. Aceasta uşurează alunecarea straturilor pe planul de clivaj A—A (fig. 3.26). Grosimea stratului elementar de MoS_2 este de 6,25 Å. Adeziunea puternică a MoS_2 pe metale este determinată de puternicele legături moleculare ale atomilor de sulf cu metalul. Structura reţelei cristaline creează proprietăţi superioare de adeziune şi proprietăţi reduse de coroziune, importante pentru materialele lubrifiante.

Bisulfura de molibden are o capacitate portantă ridicată, dar durata de funcţionare a peliculei, aplicată pe suprafeţele în frecare, este mică şi de aceea este necesară reînnoirea sa permanentă. Din acest motiv, în timpul exploatării motorului se introduce ulei la care se adaugă MoS_2.

În tabelul 3.16 se dau coeficienţii de frecare pentru diferite preparate lubrifiante.

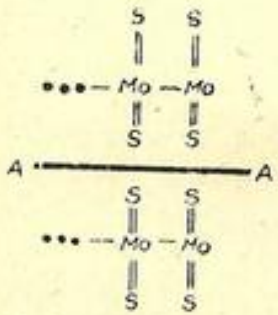


Fig. 3.26. Structura polimeră a bisulfurii de molibden natural: A—A — planul de clivaj.

Tabelul 3.16

Coeficienţii de frecare pentru unele preparate lubrifiante

Preparatul	Coeficientul de frecare
MoS_2	0,032—0,033
Grafit	0,036—0,058
MoS_2 sub formă de pulbere, în „Molikot Z"	0,06
MoS_2 sub formă de pastă, „Molikot G"	0,07—0,09
Lubrifianţi convenţionali	0,1 —0,5
MoS_2 în ulei de turbine, adaos de 1%	0,061—0,068
Grafit în ulei de turbine, adaos de 1%	0,081—0,105

Printre metodele care accelerează rodajul trebuie menţionată şi aceea utilizată la motoarele cu aprindere prin scînteie, care constă în cufundarea cilindrilor într-o soluţie de carbonat de mangan, la temperatura de 95°C.

În vederea reducerii perioadelor de trecere de la un regim de rodaj la altul, precum şi pentru a menţine parametrii de rodaj conform unui program stabilit anticipat, s-au făcut încercări de automatizare a rodajului. În acest scop au fost concepute instalaţii de rodaj automatizate, în deservirea cărora rolul personalului se reduce la pornirea standului de rodaj şi readucerea dispozitivului de comandă la poziţia iniţială, după terminarea rodajului fiecărui motor.

3.1.5. ANALIZA REGIMURILOR DE RODAJ

Regimurile de rodaj aplicate de către întreprinderile constructoare şi de reparaţii, atît pentru motoarele noi, cît şi pentru cele reparate general, sînt deosebite în ceea ce priveşte fazele, numărul de rotaţii al arborelui cotit, încărcătura şi durata rodajului, aşa cum rezultă din instrucţiunile privind rodajul şi exploatarea autovehiculelor [15], [43], [44], [45], [46], [47].

Motoarelor sovietice (GAZ, MeMz, MzMA) cu aprindere prin scînteie li se aplică rodajul la mersul în gol ca regim independent, fără fazele de rodaj la rece şi sub sarcină.

Motoarele GAZ sînt supuse la regimuri diferite. Astfel, rodajul motoarelor GAZ—69, UaZ—450, GAZ—50 şi GAZ—63 se efectuează numai la mersul în gol cu 1000—1200 rot/min, iar motorul GAZ—12 se rodează în intervalul 1000—1300 rot/min. Motoarelor GAZ—21 li se aplică rodajul la rece şi rodajul la mersul în gol. Timpul de rodaj variază de la 35 la 765 min, deci de peste 20 de ori. Motoarele de automobile de mic litraj se rodează în regimul de mers în gol în intervalul 950—2850 rot/min, în decurs de 70 min. La uzina Lihaciov, motoarele ZIL—120 şi ZIL—121 se rodează la rece cu 700 rot/min, la mersul în gol cu 1000 rot/min şi sub sarcină cu 1400 rot/min.

Rezultă că majoritatea uzinelor menţionate nu rodează motoarele sub sarcină, regim aplicat şi în alte uzine din Uniunea Sovietică sau din alte ţări pentru motoare cu aprindere prin scînteie [5].

Regimurile de rodaj ale motoarelor diesel sînt diferite în ceea ce priveşte fazele, turaţia arborelui cotit, sarcinile şi timpul.

Un număr redus de motoare se rodează după regimul de rodaj cu 3 faze (IAZ, IMZ—URSS, Tatra T—111—RSCS) [5].

Rotațiile inițiale în faza de rodaj la rece variază de la 600 rot/min (IAZ) pînă la 1400 rot/min (Tatra T—111), iar timpul de la 30 min (IAZ) pînă la 180 min (Tatra T—111), adică de 6 ori mai mare.

La mersul în gol aceste motoare nu se rodează, ci se încălzesc în decurs de 5—10 min. Sub sarcină motoarele se rodează de la rotațiile inițiale 500—600 (Tatra T—111) și 1100 (IAZ, IMS) pînă la cele nominale la valori ale sarcinilor limită de 90—100% din puterea efectivă. Timpul total de rodaj variază de asemenea.

Unele uzine sovietice care construiesc motoarele diesel B—12, uzinele cehoslovace care fabrică motoare diesel T—912, Skoda 706, Skoda T—906 și de asemenea firmele din RFG și SUA nu aplică rodajul la rece. În locul rodajului la mersul în gol practică o încălzire de scurtă durată a motoarelor (5—30 min) la rotații medii ale arborelui cotit (800—1000 rot/min). Rodajul sub sarcină se aplică în limite largi: de la 0,51 pînă la 82,7—90 și chiar pînă la 100% din puterea efectivă (motoarele Tatra, Skoda, IMZ, GMS, B—12), la o turație a arborelui cotit egal aproximativ cu jumătate din numărul nominal de rotații (1000—1200 rot/min) la începutul regimului sub sarcină. Rodajul sub sarcini maxime se recomandă numai pe o perioadă scurtă de 2; 5; 10 min.

În întreprinderile de reparații auto rodajul motoarelor cu aprindere prin scînteie se efectuează în general, după schema cu trei faze [5], [43], regimurile aplicate deosebindu-se mult unul față de altul, ca viteze de rotire ale arborelui cotit, la rece și sub sarcină [5].

Astfel rodajul sub sarcină începe de la 1000, 1200, 1300, 1400 rot/min și se termină la 1500—1700 și 2000—2200 rot/min [43]. Sarcinile inițiale recomandate se află între limitele 10—20 C.P. sau 14,5—25,7% din puterea efectivă, iar sarcinile limită reprezintă 15—20 C.P. sau 20,7—71,5% din puterea efectivă [43].

Timpul de rodaj este, de asemenea, diferit și se află în limitele de la 90 pînă la 210 min.

Motoarele diesel cunosc la fel regimuri de rodaj diferite. În URSS, SUA și Ungaria se folosește rodajul la rece pentru motoarele diesel în 4 timpi reparate. Nu se utilizează nici rodajul la mersul în gol, cu excepția motoarelor Ikarus (700—2000 rot/min în decurs de 125 min), acesta se înlocuiește cu o încălzire a motoarelor de 5—10 min cu turații egale, de exemplu, cu 1/3 din cele nominale și se rodează, în general, sub sarcină la rotații de

40—100% și la sarcini de 10—100% din cele nominale. Timpul de rodaj variază în limitele 2—16 ore.

Regimurile de rodaj recomandate pentru motoarele IAZ—204 și IAZ—206, reparate general au o durată de 185 min. Pentru motoarele IAZ—206 și IMS—236 noi, procesele de rodaj se prezintă în tabelul 3.17 [15].

Tabelul 3.17

Regimul de rodaj al motoarelor IAZ—206 și IMS—236 noi.

Faza de rodaj	Nr. treptelor	Nr. rotațiilor pe min. ale arborelui cotit	Puterea C.P.	Durata rodajului min.
La rece	I	500—600	—	35
	II	700—800	—	30
	III	900—1000	—	25
La mersul sub sarcină	IV	1000	10	15
	V	1100	19,8	15
	VI	1300	46,8	15
	VII	1500	72,0	15
	VIII	1700	98,5	15
	IX	1900	123,5	15
	X	2100	152,0	15
	XI	2100	Maximă	5
				205
		Regim repetitiv		
La mers sub sarcină	XII	1500	72,0	5
		1800	111,8	10
		2100	152,0	5
Total general				225

Uzinele de motoare din Europa (Franța Uzinele Renault, R. F. Germania Uzinele Opel, Volkswagen, Mercedes Benz, MAN), ca și cele din SUA, recomandă pentru rodaj folosirea uleiurilor de rodaj de același tip cu cele utilizate în exploatare normală, la care se adaugă aditivi de accelerare a rodajului și antigripanți.

Uzinele Renault efectuează rodajul motoarelor R4 de 29,6 C.P. la 4800 rot/min și R6 de 36,5 C.P. la 5200 rot/min timp de 8—10 min, la 1000—1200 rot/min numai la cald în gol, utilizînd ulei SAE 20. Prin sondaj se încearcă 2—3 motoare din numărul de motoare montate în două schimburi, privind funcționarea, consumul de benzină, consumul de ulei și puterea dezvoltată, efectuîndu-se pentru aceste motoare un rodaj pe banc la cald, după regimul dat în tabelul 3.18 [44], [45].

Tabelul 3.18

Regimul de rodaj pe banc la motoarele R4 şi R6 noi.

Durata min.	Turaţia rot/min	Încărcătura reglată prin poziţia clapetei de acceleraţie	Puterea CP		Lubrifiantul folosit
			R4	R6	
15	1500	În gol	—	—	Ulei SAE—20
60	3000	1/2 încărcătură	10,5	12	
30	3000	Plină încărcătură	—	—	
60	3500	1/2 încărcătură	11,55	14	
30	3500	Plină încărcătură	—	—	
60	4000	1/2 încărcătură	12,80	15,60	
30	4000	Plină încărcătură	—	—	

Uzinele Volkswagen rodează pe banc toate motoarele timp de 30 min la 1500 rot/min numai la cald în gol, utilizînd ulei SAE—10 W—3 Mobil 01 A.G. — ulei multigrad. Prin sondaj pentru verificarea calităţii fabricaţiei se încearcă motoarele rodate în plus 10 min la turaţia maximă şi puterea maximă pentru acceleraţia maximă.

Uzinele Mercedes-Benz efectuează pentru toate motoarele un rodaj de 20 min la turaţia de 1500—2000 rot/min numai la cald în gol, utilizînd ulei SAE—20. Motoarele luate pentru verificarea caracteristicilor motorului (funcţionare, consum, putere) se rodează în plus după un regim caracteristic fiecărui tip de motor. Motorul de 8 cilindri în V de 250 C.P. se rodează după procesul dat în tabelul 3.19.

Există deci o diversitate foarte mare de regimuri de rodaj, chiar şi la uzinele vechi cu experienţă în construcţia de motoare.

Tabelul 3.19

Regimul de rodaj pe banc al motorului Mercedes de 250 CP.

Durata min	Turaţia rot/min	Sarcina kgf	Lubrifiantul utilizat
30	3000	15	Ulei SAE—20
30	3500	18	
30	3500	26,5	
20	3000	15,5	
5	3500	21,0	

Întreprinderile constructoare româneşti aplică pentru rodajul motoarelor SR—211, M—207 şi L—25, SAVIEM 797—05 regimurile de rodaj cuprinse în tabelul 3.20 [15].

Tabelul 3.20

Regimurile de rodaj pe banc ale motoarelor SR—211, M—207, L—25 şi SAVIEM 797—05 noi de fabricaţie românească

Tipul motorului	Rodajul la rece fără compresiune		Rodajul la rece cu compresiune		Rodajul la cald în gol şi sarcină			Lubrifiantul utilizat
	Turaţia rot/min	Durata min	Turaţia rot/min	Durata min	Turaţia rot/min	Sarcina daN	Durata min	
SR—211	500—600	5	500—600	15	1200	—	30	Ulei de rodaj
					1500	6	30	
					1900	13	20	
					2200	19—20	20	
M—207 şi L—25	500—700	30	500—700	10	1200	—	20	Ulei de rodaj
					800	—	5	
					1200	3	20	
					800	—	5	
					1800	6	20	
			1000—1200	20	800	—	5	
					2400	9	20	
					1000	—	5	
					2800	10	20	
SAVIEM 797—05					600	—	5	Ulei de rodaj
					1000	—	10	
					1500	21	10	
					1800	28	10	
					2000	31,5	20	
					2250	35	20	
					2500	38	25	
					2800	43	20	
					3000	Plină sarcină	5	

Întreprinderea de autocamioane Braşov rodează motorul SR—211 în trei faze de rodaj şi încarcă motorul la rodajul în sarcină pînă la max. 44 C.P. la turaţia de 2200 rot/min, faţă de 140 C.P. puterea efectivă la turaţia de 3600 rot/min, durata regimului de rodaj fiind 120 min.

Motorului SAVIEM 797—05 i se aplică un regim de rodaj fără faza rodajului la rece, realizînd o încărcare la plină sarcină, la o

turație corespunzătoare, durata rodajului fiind de 125 min, același regim fiind aplicat și pentru motoarele reparate general.

Tot în tabelul 3.20 se poate vedea că întreprinderea constructoare de autovehicule din Cîmpulung Muscel rodează motoarele M—207 și L—25 în trei faze de rodaj și încarcă motorul la rodajul în sarcină pînă la max. 28 C.P. la turația de 2800 rot/min față de 80 C.P. la 4000 rot/min. Durata rodajului este de 180 min. Deci și pentru aceste tipuri de motoare rezultă regimuri de rodaj diferite, aplicate pentru motoarele cu aprindere prin scinteie, cu utilizări foarte diferite (autocamioane, autobasculante, autotractoare, autobuze, autoturism de teren, microbuz etc.).

Din analiza regimurilor de rodaj descrise a reieșit că în decursul rodajului pe banc motoarele sînt încărcate în mod diferit. Normal ar fi ca în funcție de felul în care a fost rodat motorul pe banc să se stabilească de către constructori sau reparatori, prescripțiile cu privire la funcționarea (solicitarea) motorului în prima perioadă de utilizare în condiții reale de exploatare.

Există diferențe și în cazul prescripțiilor date pentru rodajul pe parcurs.

Întreprinderea de autocamioane din Brașov indică pentru motoarele SR—211 un regim de rodaj pe parcurs în următoarele condiții:

— Rodajul autocamionului se execută de cei mai buni conducători auto, pe drumuri cu acoperire tare, în stare bună, cu rampe obișnuite pînă la 6% porțiuni scurte de drum cu rampe pînă la 10% în următoarele condiții [46]:

— de la 0—1.500 km, autocamionul nu se va încărca cu mai mult de 1/2 din sarcina utilă nominală;

— de la 1500—3000 km, se admite mărirea progresivă a încărcăturii, astfel încît la terminarea rodajului să se ajungă la sarcina utilă nominală;

— să nu se depășească viteza de 60 km/h;

— înlocuirea uleiului din baia de ulei se va face în mod obligatoriu după 500, 1500 și 6000 km parcurși de la începerea rodajului, iar apoi în conformitate cu instrucțiunile de exploatare;

— odată cu înlocuirea uleiului din motor după 1500 și 3000 km parcurși de la începerea rodajului și apoi la fiecare 3000 km parcurși, se va înlocui elementul de filtrare al filtrului de ulei;

— rodajul autocamioanelor SR—113 și SR—116 se execută fără remorcă;

— rodajul autotractorului SR—115 se execută cu semiremorca atașată.

Întreprinderea de autovehicule Cîmpulung Muscel și Autobuzul București, prevăd pentru autovehiculele echipate cu motorul M—207 sau L—25, efectuarea unui rodaj pe un parcurs de 1500 km, în timpul căruia se vor respecta următoarele prescripții:

— pornirea autovehiculului se face numai după ce motorul a atins regimul termic normal. Încălzirea se va face la turații moderate pînă cînd temperatura apei de răcire are 70—80°C;

— clapeta de aer se va folosi moderat;

— viteza autovehiculului nu va depăși următoarele valori: — în priză directă 55 km/h; în viteza a III-a 35 km/h; în viteza a II-a 20 km/h, iar în viteza I-a 10 km/h;

— rodajul se execută pe drumuri modernizate, cu un număr minim de porniri, în special la rece;

— în timpul perioadei de rodaj, se va utiliza uleiul prevăzut în instrucțiunile de exploatare;

— după 500 km și după 1500 km se schimbă uleiul din motor;

— golirea uleiului se face cu motorul cald, pentru a se asigura o scurgere completă;

— în timpul rodajului se va urmări în mod special pe tabloul de bord, temperatura apei de răcire și presiunea uleiului.

După parcurgerea primilor 1500 km cu respectarea condițiilor menționate, se poate trece la exploatarea normală a autovehiculului. Totuși, pînă la parcurgerea a încă 3000 km nu se admite depășirea vitezei de 80 km/h. Rodajul complet al autovehiculului se termină după un parcurs de 5000—6000 km.

Întreprinderea Autobuzul București indică pentru motoarele SAVIEM 797—05 un regim de rodaj pe parcurs, care se efectuează după regulile cunoscute. În primii 2500 km autobuzul ROMAN—109 RD circulă fără sarcină utilă, după care el poate fi încărcat în mod treptat. Acest parcurs se face și după reparația capitală a autobuzului sau atunci cînd s-au înlocuit agregatele motor-transmisie cu altele noi.

Autobuzul ROMAN—111 RD dotat cu motorul RABA se rodează pe parcurs după aceleași reguli; în primii 2500 km autobuzul circulă fără sarcină utilă, după care el poate fi încărcat în mod treptat. Acest parcurs se face și după reparația capitală a autobuzului, sau atunci cînd s-au înlocuit agregatele motor-transmisie cu altele noi [47].

Uzinele Renault indică pentru toate tipurile de autoturisme fabricate, ca în perioada de rodaj pe parcurs să se respecte următoarele [45]:

— viteza maximă prescrisă pentru fiecare treaptă de viteză;

— schimbarea uleiului la 500 şi 2000 km parcurşi şi apoi normal la 5000 km parcurşi;

— pentru primii 2000 km să se utilizeze ulei SAE—20 şi apoi ulei 20 W 40;

— urmărirea variaţiei temperaturii apei din motor şi presiunea uleiului.

Pentru perioada de rodaj pe parcurs. Uzinele Mercedes Benz recomandă pentru toate automobilele indicaţiile cuprinse în [44]. Rezultă că nu există o corelare între regimurile de rodaj aplicate pe banc şi condiţiile de rodaj pe parcurs în prima perioadă de exploatare, lucru important pentru asigurarea unei durabilităţi cît mai mari în exploatare.

Din cele de mai sus se desprinde faptul că numărul regimurilor de rodaj aplicate este foarte mare şi diferă foarte mult între ele din punct de vedere al fazelor, turaţiilor, încărcarea şi durata rodajului, adică fiecare constructor sau reparator şi-a stabilit regimuri proprii de rodaj, deduse din rezultatele experimentale în construcţia sau repararea motoarelor.

Există diferite metodologii de determinare a regimurilor de rodaj.

Metoda alegerii regimului optim de rodaj propusă de Voinov este orientată spre reducerea timpului de rodaj prin folosirea viscozităţii optime a uleiului [24], avînd la bază cercetarea experimentală. Determinarea duratei fazelor şi treptelor de rodare se face prin construirea liniilor de uzură după metoda „fier în ulei". Prin această metodă se poate cerceta influenţa diferiţilor factori asupra intensităţii de uzură a pieselor motorului alegîndu-se o combinare mai favorabilă a lor, din numărul celor cercetaţi.

Această cale reclamă efectuarea unui mare număr de experienţe, cu diferite combinaţii a valorilor factorilor, care influenţează asupra ajustării pieselor în funcţionare. Din aplicarea acestei metode nu rezultă prescripţii cu privire la determinarea mărimilor sarcinilor asupra motorului la turaţia corespunzătoare a arborelui cotit şi cu privire la fundamentarea acestora.

Metoda determinării teoretico-experimentale a regimului de rodaj propusă de G. Saranov este fundamentată pe calculul teoretic al regimurilor de rodaj, după sarcinile care acţionează asupra cuplurilor principale de frecare a mecanismului bielă-manivelă şi măsurarea experimentală a duratei fiecărei etape şi a fazei de rodaj în funcţie de dinamica uzurii, măsurarea temperaturii uleiului, stabilizarea puterii de frecare şi alţi parametri [24].

Problema principală la rodarea motorului prin această metodă este alegerea regimurilor pentru care se determină diagrama

indicată, adică a sarcinilor şi a turaţiilor, la care trebuie ridicate diagramele de funcţionare. Asupra acestor aspecte metoda produce dificultăţi în aplicarea ei [24].

Metoda propusă de L. Gaenko, prevede determinarea presiunilor specifice în diferite regimuri de funcţionare ale motoarelor prin integrarea forţelor produse de gaze şi de inerţie, cu ajutorul diagramelor polare [20].

Stabilirea duratei fiecărei trepte de rodaj şi a regimului în general se recomandă să se efectueze pe cale experimentală, după metodologia propusă de N. P. Voinov, care constă în construirea „liniilor de uzură" după metoda „fier în ulei".

Metoda „fier în ulei" a căpătat o mare răspîndire, cu toate dificultăţile ei; lipsa de precizie la luarea probelor şi la analizarea probelor de ulei; imposibilitatea analizei uzurii unor piese (deoarece metoda caracterizează uzura totală a tuturor pieselor), un mare volum de muncă şi lungă durată.

În toate metodele prezentate, ca parametri principali, pentru determinarea experimentală a regimurilor de turaţie şi sarcină şi a timpului de rodaj pe treaptă, se analizează:

— dinamica de uzură (modificarea cantităţii de metal, luată de pe suprafeţele de frecare în unitatea de timp);

— dinamica temperaturilor (modificarea temperaturilor suprafeţelor de frecare ale pieselor sau uleiului);

— dinamica de frecare (modificarea cantităţii de energie, consumată pentru frecare în perioada de rodaj sau ţinînd seama de pierderile de la frecare — modificarea în timp a puterii pierderilor mecanice).

După efectuarea rodajului, motoarele cu ardere internă sînt supuse operaţiei de verificare a calităţii rodajului, de determinare a stării lor tehnice şi de verificare a funcţionării lor.

Verificarea calităţii rodajului se poate face fie prin demontarea motorului, fie fără demontare.

Determinarea calităţii rodajului prin demontarea motorului se face prin metode clasice de apreciere a calităţii suprafeţelor în frecare, prin măsurarea rugozităţii acestora şi prin aprecierea vizuală a aspectului suprafeţelor. Această metodă este subiectivă şi prezintă dezavantajul că necesită un timp îndelungat, iar prin noua montare se pot introduce imprecizii care să înrăutăţească ajustajul organelor în frecare. Din aceste motive, verificarea calităţii rodajului prin demontarea motorului se recomandă a se evita şi a se limita numai la demontări prin sondaj ale organelor principale, sau la cazurile cînd în procesul de desfăşurare a ro-

dajului sau a verificării funcționării motorului s-au constatat defecțiuni ce impun aceasta.

Printre metodele de verificare a calității rodajului fără demontarea motoarelor, o răspîndire largă au căpătat-o procedeele de determinare a conținutului în fier al uleiului și măsurarea pierderilor mecanice.

Metoda de verificare a calității rodajului prin determinarea conținutului în fier al uleiului de ungere poate fi aplicată atît la stabilirea fazelor de rodaj (regimul de rodaj), cît și la stabilirea momentului cînd s-a terminat rodajul.

Ridicarea curbelor de uzură și determinarea eficacității rodajului se face rapid, cu siguranță și precizie suficientă, cu ajutorul izotopilor radioactivi. Pe suprafețele organelor în frecare se depune pe cale electrolitică un strat radioactiv de crom; izotopii pot fi introduși și direct în metalul topit înainte de turnarea lui în forme.

Controlul calității rodajului prin măsurarea pierderilor mecanice poate fi aplicat atît la determinarea momentului cînd s-a terminat rodajul, cît și pentru stabilirea fazelor de rodaj.

În cazul rodajului la rece, pierderile mecanice se determină pe baza consumului de energie al motorului electric de antrenare. În cazul rodajului la cald, înainte de efectuarea măsurării pierderilor mecanice, motorul se încălzește, după care se oprește și, prin antrenarea lui cu un motor electric, se determină pierderile prin frecare. Pe baza rezultatelor obținute la măsurări în diferite perioade ale procesului de rodaj se ridică curba de variație a pierderilor mecanice.

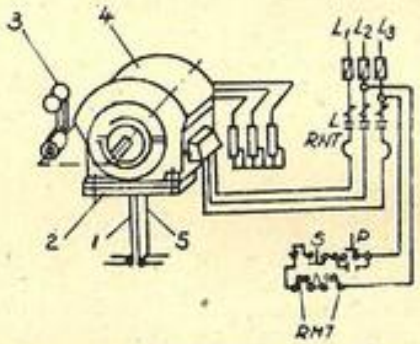


Fig. 3.27. Schema de principiu a unei instalații pentru înregistrarea variației pierderilor mecanice:

1 — arc lamelar; 2 — placă; 3 — tahometru; 4 — brațele statorului suspendat; 5 — sesizor.

Schema de principiu a unei instalații pentru înregistrarea continuă a variației pierderilor mecanice este prezentată în fig. 3.27 [28]. Rodajul este efectuat pe un stand de probă echipat cu un motor electric asincron, iar rotorul bobinat al acestuia este legat în serie cu un reostat cu lichid.

În fig. 3.28 este reprezentată schematic o instalație completă destinată încercării motoarelor, care permite determinarea parametrilor necesari ridicării caracteristicilor principale ale motorului.

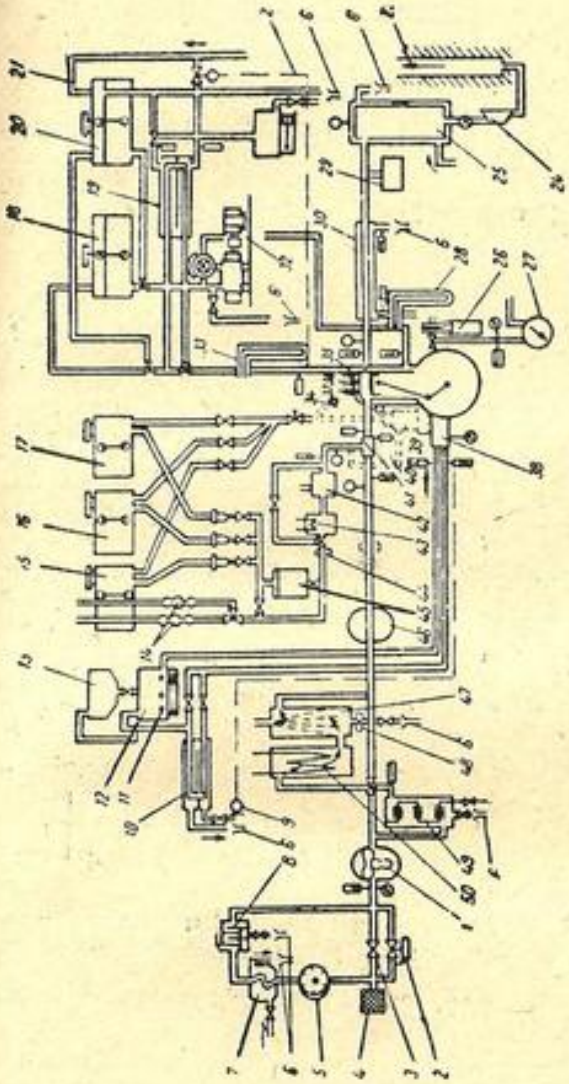


Fig. 3.28. Schema instalației complexe pentru încercarea motoarelor:

1 — compresor de aer; 2 — regulator automat al presiunii aerului; 3 — regulator manual al presiunii aerului; 4 — filtru de aer; 5 — contor de aer; 6 — pîlnii de scurgere a apei de răcire; 7 — răcitor; 8 — separator al uleiului din apă; 9 — regulator al temperaturii uleiului; 10 — răcitor de ulei; 11 — preîncălzitor de ulei; 12 — balanță pentru determinarea consumului de ulei; 13 — rezervor de ulei; 14 — rezervoare etalonate; 15, 16 și 17 — rezervoare de combustibil; 18 — rezervor pentru lichidul de răcire; 19 — răcitor de întoarcere; 20 — rezervor pentru apa de răcire; 21 — conductă pentru apa rece suplimentară; 22 — regulator automat al răcitorului de întoarcere; 23 — colectorul gazelor de evacuare; 24 — ventilator; 25 — tobă de evacuare; 26 — manometru înregistrator din instalația de evacuare a gazelor din cărter; 27 — contor de gaze evacuate din cărter; 28 — contor de măsurarea apei de răcire; 29 — aparat pentru analiza gazelor evacuate; 30 — calorimetru pentru determinarea căldurii cedate de gazele de evacuare; 31 — balanță pentru determinarea debitului de apă din radiator; 32 — pompa de apă; 33 — apometru; 34 — injector; 35 — prima de presiune pentru indicator; 36 — termocuplu pentru camera de ardere; 37 — bujie de aprindere cu termocuplu; 38 — pompa de ulei; 39 — pompă de injecție; 40 — robinet de aerisire; 41 — clapetă pentru reglarea aerului; 42 — răcitor de combustibil; 43 — preîncălzitor de combustibil; 44 — pompă de combustibil; 45 — contor de combustibil; 46 — contor de aer, 47 — umezitor de aer; 48 — pompă; 49 — răcitor de aer pînă la — 50°C; 50 — preîncălzitor de aer pînă la +200°C.

Pe lîngă metodele prezentate pentru determinarea regimurilor de rodaj, se pot menţiona şi variaţia consumului de ulei şi schimbarea cantităţii gazelor din carterul motorului în fiecare treaptă de rodaj. Reducerea valorilor faţă de cele iniţiale, pînă în momentul stabilizării, caracterizează momentul terminării rodajului.

Fazele şi treptele de rodaj pentru rodajul la rece, se pot determina prin urmărirea modificării pierderilor mecanice în fiecare treaptă sau a variaţiei temperaturii lichidului de răcire şi a uleiului.

Pentru rodajul la mers în gol se recomandă să se determine treptele după metodele automăririi (ca urmare a reducerii puterii pierderilor mecanice în procesul de rodaj), a numărului de rotaţii ale arborelui cotit al motorului.

Puterea pierderilor mecanice se poate măsura prin diferite mijloace (antrenarea motorului cu un motor electric, suspendarea cilindrilor).

Cu privire la numărul de rotaţii ale arborelui cotit şi a sarcinilor cu care trebuie să înceapă şi să se termine fiecare fază şi treaptă de rodaj, există o mare diferenţă între regimurile aplicate sau recomandate.

Unele uzine aplică începerea rodajului la rece la 120, 130, 200, 300 rot/min, cu toate că printr-o serie de cercetări s-a dovedit că la un număr de rotaţii mic al arborelui cotit, uzura creşte de cîteva sute de ori în comparaţie cu uzura în cazul unui număr mai mare de rotaţii, cînd grosimea stratului de ulei se măreşte [15].

Deoarece în primele minute de rodaj se degajă o mare cantitate de căldură, este necesară o răcire intensivă a suprafeţelor de frecare cu ulei, ceea ce nu se poate realiza la un număr mic de rotaţii, din cauza cantităţii de ulei reduse debitate de pompa de ulei. De aceea se recomandă ca rodajul la rece să înceapă de la 500—700 rot/min al arborelui cotit [43].

O recomandare acceptată astăzi în general pentru numărul minim de rotaţii al arborelui cotit este ca pentru motoarele diesel aceasta să varieze între $\frac{1}{4} - \frac{1}{3} n_{nom}$, iar pentru motoarele cu aprindere prin scînteie, în limitele $\frac{1}{6} - \frac{1}{5} n_{nom}$.

Institutul unional de cercetări ştiinţifice a industriei petroliere din Uniunea Sovietică propune ca intervalele următoare să se mărească cu 500 rot/min pentru motoarele noi şi cu 400 rot/min şi mai puţin, pînă la 100 rot/min, pe măsura creşterii numărului de rotaţii pentru motoarele reparate general (ex. 500—900—1300—1650—2000—2150—2300—2400).

Rezultatele experimentărilor efectuate au stabilit că intervalul optim pentru evidenţierea într-un mod corespunzător a influenţei sarcinilor, vitezelor de alunecare, temperaturilor şi uzurilor este de 200 rot/min.

Deoarece faza rodajului la rece pregăteşte suprafaţa de frecare pentru a suporta în mod corespunzător încărcarea la sarcini iniţiale, unele cercetări apreciază faza rodajului la cald în gol ca inutilă şi înlocuită printr-o încălzire de scurtă durată a motorului la un număr de rotaţii ale arborelui cotit de $\frac{1}{3} - \frac{1}{2} n_{nom}$, pînă cînd motorul are o funcţionare stabilă [20].

Alegerea treptelor de rodaj sub sarcină este o problemă controversată [15].

Pe baza cercetărilor efectuate, Institutul unional de cercetări ştiinţifice a industriei petrolului din Uniunea Sovietică, recomandă ca rodajul motoarelor cu aprindere prin scînteie să se înceapă sub o sarcină egală cu 0,2 P_e, la 0,5 n_{nom} şi după 3—4 trepte, rodajul să se termine la sarcina şi rotaţiile corespunzătoare cu 80—85% P_e [20].

Firme constructoare de motoare cu ardere internă, pentru autovehicule, recomandă ca rodajul motoarelor diesel să se termine cu 95—100 P_e şi la n_{nom}, iar altele indică 80—85% P_e.

Avînd în vedere faptul că motoarele în condiţii normale de exploatare se încarcă de obicei cu cel mult 75—85% P_e, există recomandări ca în scopul evitării rizurilor posibile, sarcinile maxime să se limiteze la 70—80% P_e.

Diversitatea foarte mare în ceea ce priveşte regimurile de rodaj se explică prin lipsa unei metodologii unitare, uşor de aplicat, fundamentată teoretic şi care să ţină seama de caracteristicile tehnice ale motorului şi de condiţiile impuse pentru funcţionarea în prima perioadă de exploatare.

În acest scop au fost elaborate lucrări, care au urmărit să determine o metodă analitică de calcul a regimului optim de rodaj al motoarelor de autovehicule, care să aibă în vedere atît aspectele legate de caracteristicile motorului, cît şi aspectele legate de exploatarea reală şi să fie adecvată practicii inginereşti în întreprinderile constructoare sau reparatoare [15].

Cercetările întreprinse [15] au fost efectuate pe motoare în patru timpi din gama SR 211, L—25 cu aprindere prin scinteie şi SAVIEM 797—05 cu aprindere prin comprimare, reparate general, pe un banc de încercări motoare, cu amenajările speciale scopului urmărit.

Caracteristicile tehnice principale ale motoarelor experimentate sînt prezentate în tabelul 3.21.

Tabelul 3.21

Caracteristicile principale.

Caracteristici / Motorul	SR—211	L—25	797—05
Tipul motorului	MAS în 4 timpi	MAS în 4 timpi	MAC în 4 timpi
Numărul şi dispoziţia cilindrilor	8V—90°	4 în linie	6 în linie
Alezajul mm	97	97	102
Cursa pistonului mm	85	84,4	112
Cilindreea totală l	5,05	2,495	5,49
Raportul de comprimare	7,2	8	18
Puterea nominală kW	103	58,8	99,4
Turaţia puterii nominale rot/min	3600	4000	3000
Momentul cuplului motor maxim daNm	32	16,5	37
Turaţia cuplului motor maxim rot/min	2100—2500	2500	1700
Consumul specific minim g/kWh	326	313	231
Ordinea de aprindere	1—5—4—8—6—3—7—2	1—2—4—3	1—5—3—6—2—4—
Avansul fix de aprindere °RAC	10	8	23
Combustibilul folosit	Benzină CO/R90	Benzină CO/R90	Motorină

Rezultatele experimentărilor efectuate într-o gamă largă de combinaţii [15] sînt redate parţial în tabelele următoare.

Astfel rodajul la cald a început la o sarcină de circa 0,2 P_n şi o turaţie de max. 0,5 n_n şi s-a încheiat la o sarcină de 50—85% P_n

Tabelul 3.22

Parametrii primei trepte de rodaj

Motorul	Parametru	Forţa de frînare daN	Turaţia rot/min	Puterea kW
SR 211		16	1600	18,67
L—25		8	1500	8,82
797—05		25	1200	22,05

pentru MAS şi 80—100% pentru MAC cu turaţiile corespunzătoare. Parametrii primei trepte de rodaj sînt cuprinşi în tabelul 3.22.

Pe baza analizei şi experienţelor efectuate s-au stabilit treptele, cu încărcările şi turaţiile respective pentru rodajul la cald în sarcină, prezentate în tabelul 3.23.

Tabelul 3.23

Regimul de rodaj la cald

Motorul	Parametrii	Treapta de rodaj	Turaţia rot/min	Forţa la frînă daN	Putere kW
SR 211		I	1600	16	18,8
		II	2000	20	29,4
		III	2300	25	42,3
		IV	2500	28	51,5
L—25		I	1500	8	8,8
		II	2000	10	14,7
		III	2300	12	20,3
		IV	2600	15	28,7
SAVIEM 797—05		I	1200	25	22
		II	1500	33	36,8
		III	1800	39	51,5
		IV	2100	40	61,8
		V	2400	42	73,5
		VI	2700	43	84,5

Determinarea variaţiei consumului de combustibil s-a făcut prin metoda gravimetrică în timpul fazelor de rodaj la cald în gol, rezultînd valorile prezentate în tabelele 3.24 şi 3.25 [15].

Tabelul 3.24

Variaţia consumului orar şi a consumului specific de combustibil în timpul rodajului

Faza de rodaj	Treapta de rodaj	Durata treptei min							
		0	5	10	15	20	25	30	35
		Pentru motorul SR–211							
		Consumul orar kg/h							
Rodaj la cald în gol	I	4,33	4,32	4,24	4,19	4,17	4,17	4,16	4,16
	II	5,56	5,56	5,28	5,24	5,20	5,20	5,18	5,18
		Consumul specific g/kWh							
Rodaj la cald în sarcină	III	516,80	471,92	463,76	454,24	451,52	451,52	450,16	448,80
	IV	447,44	439,28	428,40	425,68	418,88	418,88	418,20	417,52
	V	421,60	397,12	378,08	372,64	369,92	369,92	368,56	368,56
	VI	378,08	371,28	368,56	365,84	364,48	364,48	363,12	363,12
		Pentru motorul L–25							
		Consumul orar kg/h							
Rodaj la cald în gol	I	2,92	2,87	2,849	2,826	2,827	2,827		
	II	3,02	3	2,99	2,975	2,947	2,947		
		Consumul specific g/kWh							
Rodaj la cald în sarcină	III	530,48	522,24	519,52	516,80	516,80	515,44	515,44	515,44
	IV	454,24	448,80	440,64	435,20	432,48	432,48	431,12	431,12
	V	388,86	384,88	382,16	376	372,64	371,28	371,28	371,28
	VI	380,80	367	364,48	361,76	357,68	357,68	356,32	356,32

Tabelul 3.25

Variaţia consumului orar de combustibil în timpul rodajului motorului SAVIEM *797–05*

Fazele de rodaj	Trepte de rodaj	Durata treptei minute						
		0	5	10	15	20	25	30
		Consumul orar kg/h						
Rodaj la cald în gol	I	2,240	2,220	1,944	1,812	1,792	1,784	1,779
	II	2,800	2,775	2,430	2,266	2,241	2,230	2,224
		Consumul specific g/kWh						
Rodaj la cald în sarcină	I	325,93	317,64	310,02	302,73	300,83	300,83	300,32
	II	296,67	214,35	294,11	292,15	292,12	292,12	291,99
	III	265,02	212,87	250,81	250,43	247,13	245,76	243,78
	IV	248,30	247,93	246,36	246,17	245,67	245,30	245,23
	V	275,40	274,31	274,25	271,82	269,44	268,60	267,75
	VI	282,78	279,41	273,33	272,46	266,08	264,24	263,21

Tabelul 3.26

Regimurile optime de rodaj pe bane ale motoarelor SR–211, L–25 şi SAVIEM 797–05 reparate general.

Tipul motorului	Parametrii de rodaj	Fazele, treptele şi parametrii de rodaj								Lubrifiantul utilizat
		Rodajul la cald în gol			Rodajul la cald în sarcină					
		Treapta	Durata min	Turaţia rot/min	Treapta	Durata min	Turaţia rot/min	Forţa la frînă daN	Puterea kW	
SR–211		I II	20 20	1000 1500	I II III IV	25 25 35 35	1600 2000 2300 2500	16 20 25 28	18,8 29,4 42,3 51,5	Ulei de rodaj R–45
L–25		I II	20 20	1000 1500	I II III IV	25 25 35 35	1500 2000 2300 2600	8 10 12 15	8,8 14,7 20,3 28,7	Ulei de rodaj R–45
SAVIEM 797–05		I II	15 15	800 1000	I II III IV V VI	30 25 30 30 20 20	1200 1500 1800 2100 2400 2700	25 33,5 39 40 42 43	22 36,8 51,5 61,8 73,5 84,5	Ulei de rodaj R–45

Pe baza tuturor rezultatelor obţinute, s-au determinat regimurile optime de rodaj pentru tipurile de motoare experimentate prezentate în tabelul 3.26.

3.2. UZURA PIESELOR MOTOARELOR DE AUTOVEHICULE

Prin uzură se înţelege, în general, pierderea de material la suprafaţa unei piese, din cauza combinării unui număr mai mare sau mai mic de factori.

În procesul uzurii intervin în acelaşi timp compoziţia chimică a materialelor, proprietăţile lor mecanice sau microgeometrice,

Insuşirile lubrifiantului, parametrii funcţionali (sarcina, temperatura şi viteza), agenţii agresivi din combustibil, factorii perturbatori (vibraţii etc.).

Condiţiile de funcţionare produc ceea ce se numeşte uzura „normală" a pieselor motoarelor cu ardere internă. În anumite împrejurări, unele condiţii capătă o pondere periculoasă, apărînd o uzură anormală, de multe ori mai mare ca uzura normală.

Materialele utilizate în construcţia şi exploatarea motoarelor cu ardere internă constituie mijlocul principal pentru reducerea uzurii.

Lubrifianţii au rolul de ungere, etanşare şi răcire, la care se poate adăuga protecţia chimică şi amortizarea şocurilor.

Agenţii agresivi (chimici, apă, particule abrazive) măresc intensitatea uzurii. Agenţii chimici care participă la activarea uzurii sînt: oxigenul, acizii anorganici, peroxizii, acizii volatili, acizii graşi nevolatili, compuşii sulfului, precum şi unii aditivi.

Factorii activi care intervin şi influenţează uzura pieselor motoarelor cu ardere internă sînt: sarcina, viteza şi temperatura.

Uzura mecanismului bielă — arbore cotit. Factorii importanţi care determină condiţiile de frecare, deci uzura pieselor mecanismului bielă-arbore cotit, se referă la proprietăţile fizico-mecanice şi chimice ale materialelor în contact, forma şi dimensiunile pieselor, rugozitatea suprafeţelor, regimurile de viteză, sarcină şi termic, cantitatea şi calitatea lubrifiantului, impurităţile abrazive, proprietăţile corosive ale mediului etc.

Uzura pieselor depinde de lucrul mecanic de frecare şi de coeficientul de frecare.

Coeficientul de frecare al îmbinării arbore-lagăr din momentul pornirii pînă la atingerea condiţiilor de funcţionare normale poate lua valorile date în tabelul 3.27 [28].

Tabelul 3.27

Valorile coeficientului de frecare în timpul funcţionării îmbinării arbore-lagăr

Felul frecării	Coeficientul de frecare μ
Frecare uscată (pornire)	0,2 — 0,25
Frecare uscată (regim stabilizat)	0,15 — 0,2
Frecare semiuscată	0,05 — 0,15
Frecare semilichidă	0,01 — 0,05
Frecare lichidă	0,001 — 0,01

Coeficientul de frecare μ variază în funcţie de coeficientul de solicitare φ (fig. 3.29), acesta avînd valoarea

$$\varphi = \frac{p}{\eta\omega}\left(\frac{\Delta}{d}\right)^2 \cdot 10^{-3}, \qquad (3.7)$$

în care: p este presiunea medie în dreptul forţelor maxime, [bar];

η — viscozitatea dinamică a stratului de lubrifiant [Ns/m²];

ω — viteza unghiulară [s⁻¹];

Δ — jocul pe diametru [μm];

d — diametrul arborelui [cm].

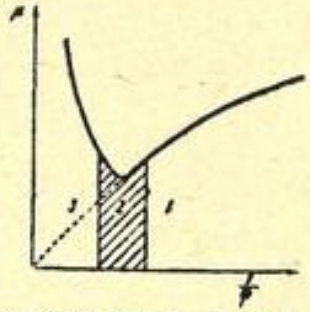


Fig. 3.29. Variaţia coeficientului de frecare μ în funcţie de inversul coeficientului de solicitare:

1 — zona frecării lichide; 2 — zona frecării semilichide; 3 — zona frecării semiuscate.

Zona 1 (fig. 3.29) corespunde zonei de frecare pur lichide, cînd sarcina care acţionează asupra arborelui este preluată integral de lubrifiant. Zona 2 a frecării semilichide permite contactul între neregularităţile suprafeţelor. În zona 3, corespunzător frecării semiuscate, sarcina este preluată direct de suprafeţele în frecare, la aceasta participînd o mică parte din lubrifianţi.

În anumite condiţii, cînd vitezele relative sînt mici, iar piesele au o rigiditate insuficientă, prezentînd şi abateri ale formei geometrice, frecarea lichidă se modifică, rugozităţile intră în contact, crescînd de asemenea coeficientul de frecare şi temperatura în funcţionarea pieselor conjugate (zona 2). Această funcţionare nestabilă de frecare semilichidă este caracteristică perioadei de rodaj al pieselor, apărînd în unele cazuri şi după efectuarea rodajului.

În condiţii de exploatare, funcţionarea pieselor conjugate în faza nestabilă de frecare semilichidă nu poate fi evitată, mai ales în cazul pornirii motoarelor.

Odată cu creşterea sarcinii, pelicula de lubrifiant se întrerupe, iar procesele fizico-chimice care însoţesc frecarea se intensifică.

Pentru micşorarea uzurii, este indicat să se ridice stabilitatea peliculei de lubrifiant, să se mărească numărul petelor în contact pe suprafeţele în frecare, să se mărească rigiditatea şi precizia de execuţie a formei geometrice prescrise şi să se îmbunătăţească calitatea suprafeţelor.

Prin ridicarea turației arborelui cotit se obține trecerea din zona de frecare nestabilă (semilichidă) în zona de frecare lichidă. Deoarece coeficientul de frecare se micșorează mai repede decît crește turația, se va produce mișcarea temperaturii îmbinării.

Frecarea lichidă, în îmbinarea arbore-lagăr se asigură în cazul cînd grosimea teoretică minimă a stratului de lubrifiant este:

$$h_{min} \geqslant h_{cr} + h_{sup}, \qquad (3.8)$$

unde: h_{cr} este grosimea critică (limită) a stratului de lubrifiant la care apare ruperea acestuia;

h_{sup} — grosimea suplimentară.

Grosimea critică a stratului de lubrifiant [28] are valoarea:

$$h_{cr} = 56 \cdot 10^{-14} \frac{\eta n}{p} \cdot \frac{d^2}{\left(1 + \frac{l}{d}\right) \Delta} \text{ [mm]}. \qquad (3.9)$$

în care: η este viscozitatea dinamică $\left[\frac{N \cdot s}{m^2}\right]$;

n — turația arborelui cotit [rot/min];

p — încărcarea specifică maximă a îmbinării $\left[\frac{daN}{cm^2}\right]$;

d — diametrul palierului sau manetonului [mm];

l — lungimea lagărului [mm];

Δ — jocul diametral [mm].

Grosimea minimă de lucru a stratului de lubrifiant variază în limitele 0—2 μm.

Calitatea suprafeței fiind o noțiune complexă, care cuprinde: abateri de formă (de ordinul 1), ondulații (abateri de ordinul 2), rugozitate (abateri de ordinul 3 și 4), se poate defini, prin precizarea unuia dintre parametrii menționați, cea mai uzuală fiind rugozitatea, care se definește ca abaterea medie pătratică a denivelărilor față de linia medie a profilului, unitatea fizică de măsură fiind o lungime, exprimată în μm (STAS 5730/1—75, STAS 7384—66 și STAS 7385—66).

Pentru suprafețele palierelor și manetoanelor arborilor cotiți, această valoare trebuie să fie în jur de 0,4 μm, iar pentru suprafața activă a lagărului de maximum 8 μm. Înălțimea totală a rugozității pieselor conjugate nu trebuie să depășească înălțimea medie de 5 μm.

Pentru îmbinarea paliere-manetoane-lagăre, grosimea minimă a stratului de lubrifiant h_{min}, egală cu suma dintre h_{sup} și h_{cr}, nu

trebuie să fie sub 7 μm, cu condiția ca forma geometrică a pieselor să fie cea prescrisă.

Forțele instantanee de solicitare se determină trasînd diagramele vectoriale ale acestor forțe separat pentru paliere și manetoane, de unde rezultă presiunea medie pe porțiunea forțelor maxime; apoi cu ajutorul ecuației (3.7) se determină coeficientul de solicitare. Din diagrama din fig. 3.30, cunoscînd coeficientul de solicitare φ și raportul l/d dintre lungimea lagărului și diametrul arborelui, se află valoarea excentricității x de amplasare a palierului în jocul lagărului.

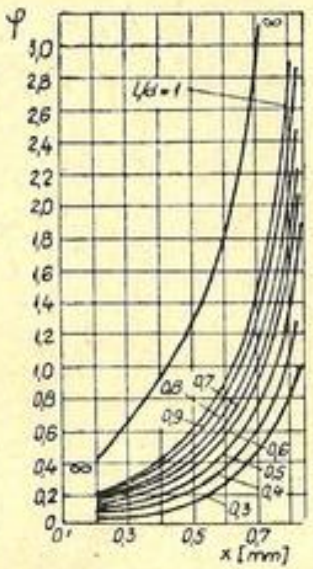


Fig. 3.30. Nomograma pentru aflarea excentricității x de amplasare a palierului în jocul lagărului, în funcție de coeficientul de solicitare și raportul dintre lungimea lagărului și diametrul arborelui.

Între jocul diametral Δ, excentricitatea x și grosimea optimă teoretică a stratului de lubrifiant h_{min} există relația:

$$h_{min} = \frac{\Delta}{2}(1 + x) \qquad (3.10)$$

Temperatura lagărelor în exterior trebuie să fie cu 100°C mai coborîtă decît punctul minim de topire al aliajului. Pentru lagărele din metal alb, pe bază de staniu, temperatura maximă trebuie să fie de 130°C, iar pe bază de plumb de 150°C.

Drept criterii de alegere a materialului pentru lagăre se recomandă utilizarea produsului dintre presiunea p de contact dintre fus și cuzinet și viteza periferică a fusului w sau numai viteza w (tabelul 3.28).

Aliajele antifricțiune cele mai folosite sînt cele pe bază de plumb, staniu, cupru, zinc, aluminiu etc.

Tendința de a micșora dimensiunile pieselor provocînd o creștere a sarcinilor specifice și a vitezelor de frecare, impune folosirea unor materiale speciale pentru cuzineți, de exemplu argint cu cadmiu, nichel cu cadmiu etc.

Repartiția neuniformă a sarcinii pe circumferința manetoanelor provoacă o repartiție neuniformă a durității și deci și o uzură neuniformă.

Tabelul 3.28

Materiale utilizate în construcția lagărelor

Produsul pw $\left[\text{bar} \cdot \frac{m}{s}\right]$	Viteza w $\left[\frac{m}{s}\right]$	Materialul
2— 10	2,4	Fontă cenușie dură
10— 20	2,4	Fontă aliată de antifricțiune
20— 40	5	Oțel căptușit cu oțel antifricțiune
40—100	5	Oțel căptușit cu aliaj antifricțiune cu conținut mare în staniu
500—750	10	Oțel căptușit cu bronz cu plumb

Pentru a micșora uzura lagărelor, se încearcă să se îmbunătățească ungerea suprafețelor în frecare prin canale elicoidale sau inelare foarte apropiate [28], astfel încît suprafața portantă să reprezinte de 2—5 ori suprafața canalelor. Astfel pentru un fus cu diametrul de 50 mm, distanța dintre canale este de 0,8—2 mm, în funcție de metalul folosit și de eforturile care apar în funcționare. Canalele elicoidale conțin și repartizează lubrifiantul între suprafețele în frecare, jocul și uzura fiind reduse.

La montajul cuzinetilor în locașurile lor trebuie respectate cu strictețe condițiile de strîngere.

Noile tipuri de motoare sînt prevăzute cu instalații electrice de semnalizare a perturbațiilor din funcționare (se semnalizează situațiile în care presiunea și temperatura uleiului nu sînt în limitele normale).

Uzura pieselor grupului cilindru-piston. Uzura pieselor din grupa cilindru-piston este determinată de factori exteriori (presiune, temperatură, viteză de frecare, lubrifiant, coroziune etc.) și de factori interiori (structura și proprietățile fizico-mecanice ale aliajului etc.).

În timpul funcționării motoarelor, temperatura gazelor în camera de ardere, în anumite momente ale ciclului (la sfîrșitul arderii), atinge valoarea de 1500—2400°C, iar presiunea în cilindri este cuprinsă între 22—140 kgf/cm². Temperatura pistoanelor executate din aliaje ușoare ajunge în partea superioară, la circa 425°C, pe manta la 200°C (fig. 3.31a), iar a celor de fontă la circa 500°C, respectiv 250°C (fig. 3.31b).

Urmele de gripare se întîlnesc mai frecvent la mijlocul cursei în zona vitezelor maxime și cînd jocul radial între piston și cilin-

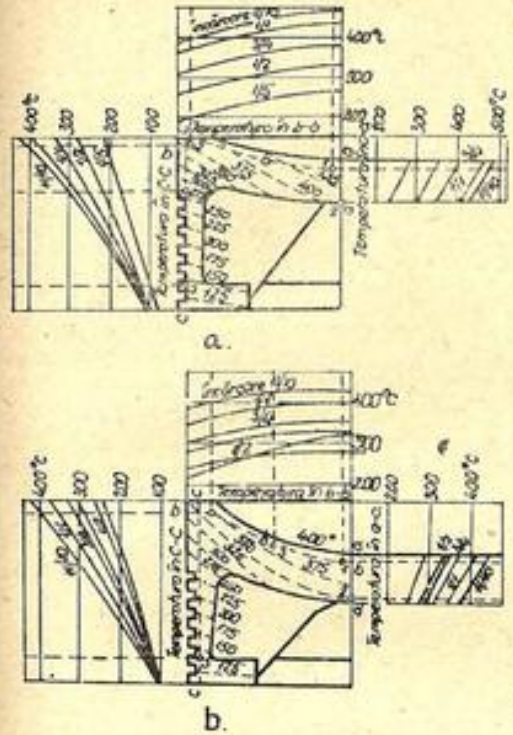


Fig. 3.31. Variația temperaturii pistoanelor:
a — piston de aliaje ușoare; b — piston din fontă.

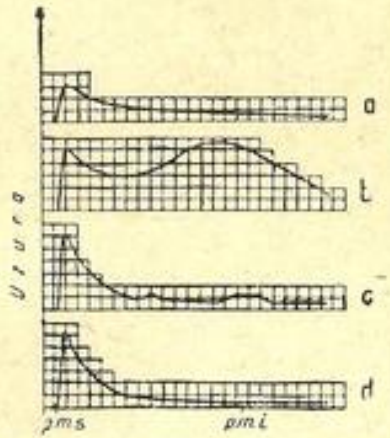


Fig. 3.32. Epure caracteristice de uzură a cilindrilor.

dru este prea mic. În fig. 3.32 se dau cîteva epure caracteristice de uzură a cilindrilor.

În general presiunea de contact a pistoanelor pe pereții cilindrilor nu depășește la motoarele autoturismelor 2,4—3 kgf/cm², iar la motoarele autocamioanelor, tractoarelor și navelor 2—2,5 kgf/cm².

Segmenții de piston fiind în contact cu pereții cilindrului sub o presiune care depășește cu mult presiunea ce acționează asupra pistonului și uzura lor va fi mai mare. Segmenții se uzează radial uniform sau neuniform, se rotunjesc pe fața de contact cu cilindrul, suferă pete de coroziune, se rup la partea opusă fantei sau formează muchii tăietoare.

În general, prin specificul funcționării, primul segment de compresiune se uzează cel mai mult, însă în prezența concentrării unor impurități dure în ulei se constată și o uzură accentuată a segmentului de ungere.

Felul şi mărimea uzurii cilindrilor (cămăşii cilindrice) depinde în mare măsură de regimul termic, de particularităţile de construcţie ale motorului şi de intensitatea diferită de răcire a cilindrilor. Intensitatea uzurii este inegală pe lungimea cilindrilor, uzura maximă avînd loc în zona de frecare a primului segment de compresiune.

Privitor la structura şi proprietăţile fizico-mecanice ale materialelor utilizate în construcţia pieselor din grupa cilindru-piston, experienţa arată că rezistenţa la uzură a fontei creşte odată cu creşterea durităţii; fonta aliată este mai rezistentă la uzură în comparaţie cu fonta nealiată şi mai puţin rezistentă ca fonta modificată. Fonta modificată cu magneziu, avînd grafit nodular, prezintă o rezistenţă la uzură mai mare decît fonta modificată cu aditivi grafitizanţi, avînd grafit lamelar de dimensiuni mici. Rezistenţa la uzură a fontelor călite superficial este mai mare decît a fontelor călite în adîncime, iar rezistenţa la eroziune şi coroziune se sporeşte prin nitrurarea şi cromarea suprafeţelor.

În cazul cînd prin asamblare, poziţia cilindrului prezintă abateri faţă de direcţia de deplasare a pistonului, unele generatoare ale cilindrului vor suferi solicitări excesive (fig. 3.33).

Comparativ cu înălţimea medie a asperităţilor care sînt de ordinul 0,001 mm, abaterile sînt de 0,1 mm; rezultă că rugozitatea suprafeţelor constituie un remediu de aproximativ 100 de ori mai puţin important decît remedierea defectelor de asamblare.

Uzura supapelor de admisiune şi evacuare. Forţele care acţionează asupra supapelor de admisie şi evacuare variază ca mărime şi sens pe durata unui ciclu de lucru.

Supapele cu profil bombat se folosesc în general pentru evacuare, iar cele cu profil plan pot fi utilizate atît pentru evacuare, cît şi pentru admisiune.

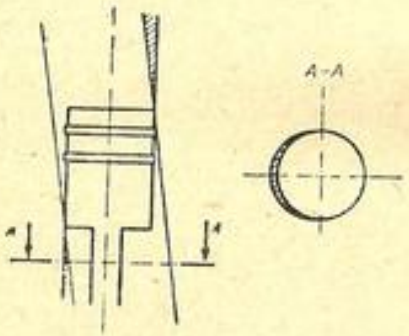


Fig. 3.33. Uzura cilindrului.

Materialele din care se execută supapele de evacuare trebuie să îndeplinească o serie de condiţii: rezistenţă şi rezilienţă mare în tot domeniul de variaţie a temperaturilor de serviciu, rezistenţă ridicată la uzură pe suprafaţa tijei, la extremitatea acesteia şi pe suprafaţa de contact cu scaunul; o mare stabilitate a structurii cristaline pentru toate temperaturile de funcţionare (nu trebuie să ajungă la punctul de

transformare şi nici să provoace fenomenul de revenire), rezistenţă ridicată la coroziune şi o bună conductivitate termică, pentru a asigura trecerea căldurii prin taler şi tijă.

Supapele de evacuare, a căror temperatură de funcţionare nu depăşeşte 700°C, se execută de obicei din oţel-crom-siliciu, care, în stare îmbunătăţită, are o mare rezistenţă la uzură. Cînd temperatura de funcţionare ajunge pînă la 850°C, supapele de evacuare se execută din oţeluri austenitice crom-nichel cu adaos de wolfram, care prezintă o mare rezistenţă la solicitări mecanice şi coroziune.

În tabelul 3.29 se indică proprietăţile mecanice şi tratamentele termice recomandate pentru cîteva oţeluri folosite la executarea supapelor, prezentînd o rezistenţă ridicată la uzură.

Uzura pompei de injecţie a injectoarelor. Părţile principale ale instalaţiilor de alimentare, pentru motoare diesel, care pot fi afectate de uzură, sînt ansamblurile cilindru-pistonaş, plonjor şi pulverizatoarele. Pentru aceste organe, toleranţele jocului fiind mici, uzurile care duc la scoaterea lor din funcţiune sînt de asemenea mici.

Dacă rodarea pistonaşelor plonjoare în cilindri se face, în primul rînd, prin mişcare rectilinie fără rotaţie, uzura este mai accentuată la început, avînd apoi loc o stabilizare a ei. Imprimînd pistonaşului o mişcare de rotaţie cu un unghi oarecare în jurul axei sale, în prima oră de funcţionare se constată din nou o uzură accentuată, care scade şi se stabilizează din nou. În tabela 3...30 se redau încercările efectuate asupra unei instalaţii de injecţie funcţionînd cu motorină şi benzină.

În tabelul 3.31 se redă influenţa turaţiei pompei de injecţie asupra uzurii ansamblului cilindru-pistonaş plonjor. Se constată influenţa turaţiei asupra uzurii atît în cazul funcţionării cu motorină, cît şi în cazul funcţionării cu benzină.

În cazul pulverizatoarelor, de asemenea, uzura este mai accentuată în primele ore de funcţionare, după un timp oarecare uzura devenind liniară.

Practica exploatării motoarelor diesel arată că injectoarele, în special pulverizatoarele, se uzează mai rapid decît elementele pompei de injecţie (cilindru-pistonaş plonjor).

Alţi factori care concură la degradarea aparaturii de injecţie sînt: apa, alcalinitatea, aciditatea minerală şi impurităţile din combustibil, standardele prevăzînd lipsa totală a acestor elemente.

Caracteristicile unor oţeluri pentru supape

Tabelul 3.29

Denumirea oţelului	Marca oţelului		Felul tratamentului termic	Duritatea [HB]	Compoziţie chimică [%]								Observaţii
	GOST	STAS (aproximativ)			C	Mn	Si	S max	P max	Cr	Ni	Mo	
Crom nichel	3 OHN$_2$	OLC 35 OLC 45	Călire şi revenire la temperatură înaltă	229–285	0,25–0,35	0,3–0,6	0,17–0,37	0,040	0,040	0,6–0,9	2,75–3,25	–	Supape de admisie
Inoxidabil cu crom	3 H 13	13 CN 35			0,25–0,34	< 0,6	< 0,6	0,030	0,035	12–14	≤ 0,6	–	
Crom–siliciu	H9S$_2$		Călire şi revenire la temperatură înaltă	≈280	0,35–0,50	≤ 0,7	2,0–3,0	0,030	0,030	8–10	≤ 0,6	–	Supape de evacuare
Crom–nichel inoxidabil	2H18N9				0,15–0,25	< 2	< 0,8	0,030	0,035	17–20	8–11	–	
Refractar	EI 69				0,40 0,50	≤ 0,7	≤ 0,8	0,030	0,030	13–15	13–15	0,25–0,40	

Tabelul 3.30

Valorile uzurii ansamblului cilindru-pistonaş plonjor în cazul mişcării de translaţie plus rotaţie a pistonaşului

Combustibilul utilizat	Timpul de funcţionare [h]	Debitul de combustibil [mm³/cursă]	Presiunea de strângere a arcului [bar]	Uzura [μg/h]
Mişcare de translaţie a pistonaşului plonjor				
Motorină	1 5	18,4 18,4	167 167	6 0,97
Benzină	1 5	16,7 17	167 167	9,9 1,25
Mişcare de translaţie şi rotire a pistonaşului plonjor				
Motorină	6	17	167	1,51
Benzină	6	14,2	167	2,73

Tabelul 3.31

Uzura ansamblului cilindru-pistonaş plonjor în funcţie de turaţia pompei de injecţie

Combustibilul utilizat	Turaţia [rot/min]	Debitul de combustibil [mm³/ciclu]	Uzura [μg/h]
Motorină	500 1 500 2 000	16,6 16,4 6,4	2,7 1,65 3,3
Benzină	500 1 500 2 000	6,4 15,4 22	3,3 2 8,8

3.2.1. MĂRIREA DURABILITĂŢII MOTOARELOR DE AUTOVEHICULE

Pentru a mări durata de exploatare a motoarelor cu ardere internă, s-au elaborat o serie de procedee tehnologice care fac posibilă prelungirea duratei de serviciu a pieselor principale din grupa piston-cilindru, a segmenţilor, cuzineţilor, supapelor etc.

Zincarea cămăşilor de cilindru cu anod circular executat din benzi nu are o eficienţă prea mare, deoarece zincul este corodat electrochimic destul de uşor. Procedeul de metalizare cu aluminiu este mai eficace.

Caracteristicile stratului depus sînt: grosimea (măsurată cu micrometrul prin diferenţă sau direct cu elcometrul); aderenţa (măsurată prin zgîrierea în careuri pînă la metalul de bază şi încercarea de desprindere a materialului depus); granulaţia (măsurată cu lupa gradată) şi porozitatea (măsurată cu hîrtie de filtru). Cele patru caracteristici fiind dependente între ele, se realizează prin reglarea procesului de metalizare (reglarea debitului de oxigen şi acetilenă, vitezei de înaintare a sîrmei, a distanţei faţă de piesă, a unghiului jetului etc.).

Cromarea poroasă a suprafeţei interioare a cămăşilor de cilindru duce, de asemenea, la scăderea uzurii. Porozitatea depunerilor de crom poate fi de două feluri: canelară, cînd în stratul de crom se obţine o reţea de canale, şi punctiformă, cînd în stratul de crom se obţin o serie de puncte în mijlocul unor adîncituri.

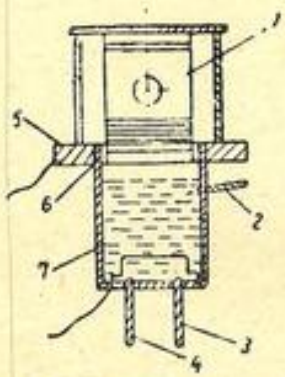


Fig. 3.34. Schema oxidării anodice dure a pistoanelor:
1 — piston; 2 — termometru; 3 şi 4 — electrozi; 5 — suport; 6 — element etanşare; 7 — baie cu electrolit (acid sulfuric 10%).

Pentru sporirea durabilităţii pistoanelor poate fi aplicată oxidarea anodică dură (eloxarea) a părţii superioare a pistoanelor care vine în contact cu gazele arse (fig. 3.34). S-a constatat că prin depunerea anodică a unor pelicule de oxizi avînd grosimea 60—100 μm se măreşte duritatea, capacitatea de izolare termică, rezistenţa la temperaturi înalte, rezistenţa la coroziune şi la uzură abrazivă.

Segmenţii de piston, mai ales cei de compresiune, fiind mult solicitaţi în funcţionarea motorului, se uzează mai repede, comparativ cu celelalte piese ale motorului.

Prin cromarea segmenţilor de compresiune se asigură mărirea duratei lor de funcţionare.

Cromarea poroasă punctiformă, faţă de cromarea canelară, asigură condiţii mai

favorabile rodajului, deoarece la începutul perioadei de rodaj are loc o distrugere a microasperităţilor şi formarea unui praf abraziv foarte fin care, amestecat cu uleiul, rodează fin şi rapid suprafaţa interioară a cămăşilor de cilindru, precum şi suprafaţa exterioară a segmenţilor.

Segmenţii cu depuneri poroase canelare se prelucrează mecanic foarte greu în contact cu suprafaţa interioară a cămăşii cilindrului.

Fosfatarea segmenţilor se face pentru a asigura o mai bună finisare a suprafeţei interioare a cămăşii cilindrului în perioada de început a rodajului şi pentru protecţia segmenţilor contra coroziunii în timpul depozitării.

Segmenţii cu capacitate de etanşare progresivă (cu conicitate exterioară) reprezintă o soluţie constructivă tot mai des utilizată în construcţia motoarelor (fig. 3.35). La început, datorită formei secţiunii acestor segmenţi, contactul cu cilindrul se asigură pe o muchie care se uzează rapid, obţinîndu-se o suprafaţă de contact absolut etanşă.

Segmenţii cu conicitate exterioară inversă (fig. 3.36) bine aleasă, prezintă o importanţă mai mare în cazul motoarelor în doi timpi, ajutînd la trecerea unei anumite cantităţi de ulei din carter în cilindru, ceea ce are efecte favorabile asupra reducerii uzurii grupului cilindru-piston-segmenţi.

Dintre piesele mecanismului de distribuţie a gazelor, supapele, în special cele de evacuare, funcţionează în condiţiile cele mai grele. Supapele de evacuare se încălzesc puternic în timpul eva-

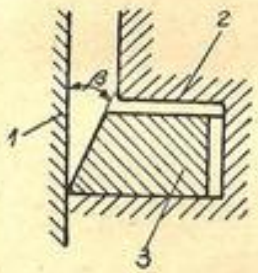


Fig. 3.35. Schema etanşării între piston şi cilindru prin segmenţi cu conicitate exterioară:
1 — cilindru; 2 — piston; 3 — segment.

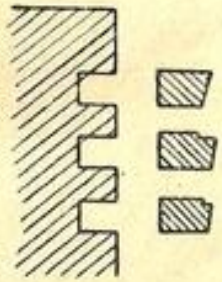


Fig. 3.36. Segment cu conicitate exterioară inversă.

cuării gazelor a căror temperatură atinge 900—1100°C. Prin aceasta se pot înrăutăţi caracteristicile mecanice ale materialului, uneori provocînd griparea tijelor în bucşele de ghidare, deformarea talerului supapei şi, ca urmare, închiderea neetanşă a acestuia pe scaunul supapei.

Pentru a îmbunătăţi evacuarea căldurii de la talerul supapei prin scaunul supapei, aceasta se aşează cît mai aproape de zonele de răcire intensă, iar tija şi talerul se fac cu orificii interioare, care se umplu, aproximativ pe o treime din volum, cu sodiu sau săruri speciale.

Acoperirea feţelor de lucru ale supapelor de evacuare cu un amestec de pulberi din metale dure sub flux, în proporţie de 16 : 1, supus apoi unei încălziri prin inducţie, asigură acestora o rezistenţă sporită la uzură.

Procedeul de difuziune a aluminiului în oţel sau alte metale pînă la saturarea stratului superficial se numeşte alitare. În momentul cînd piesa este încălzită (la circa 900°C), trebuie să se asigure prezenţa aluminiului (într-o cantitate bine determinată), pentru a difuza în piesa supusă alitării.

Alitarea se poate face prin scufundarea piesei într-o baie de aluminiu topit, placarea cu aluminiu la cald sau la rece şi metalizarea prin pulverizare cu aluminiu; ultimul procedeu fiind cel mai simplu şi economic, capătă o răspîndire tot mai largă. După metalizarea prin pulverizare cu aluminiu, piesa este supusă unui tratament termic, prin care se asigură difuzarea aluminiului în oţel.

La motoarele cu ardere internă, rotirea supapelor este un alt mijloc eficace pentru a le prelungi durata de exploatare (de 2—5 ori). Rotirea supapelor prezintă următoarele avantaje: o temperatură mai uniformă în funcţionarea supapei; un contact mai uniform între faţa supapei şi scaun; reducerea depunerilor pe faţa supapei şi a scaunului, îmbunătăţirea ungerii tijei supapei şi reducerea uzurii.

Rotirea supapelor prin acţiune directă se aplică la multe tipuri de motoare, existînd în exploatare sau producţie un mare număr de rotitoare de construcţii diferite.

Metoda de depunere a straturilor antifricţiune pe cuzineţi prin turnare statică manuală, procedeu cu productivitate scăzută, consum ridicat de material şi manoperă şi cu un coeficient de rebuturi mare, este necorespunzătoare fabricaţiei de serie şi din punctul de vedere al duratei de exploatare.

În unităţile constructoare de motoare cu ardere internă s-au introdus noi metode de depunere a stratului antifricţiune, cu productivitate mărită şi calitate superioară, care rezolvă cerinţele mereu crescînde de modernizare a motoarelor.

Turnarea centrifugă cu ax orizontal şi încălzire prin flacără, cu ajutorul arzătorului de gaze de tip oxiacetilenic, asigură depunerea stratului antifricţiune, sub acţiunea forţei centrifuge, pe partea interioară cuzinetului.

Încălzirea cuzineţilor prin curenţi de înaltă frecvenţă permite automatizarea, mărind şi durata de exploatare a straturilor antifricţiune.

La depunerea stratului antifricţiune prin metalizare, datorită vitezei mari de aplicare (200—300 m/s), energia cinetică a particulelor de metal se transformă în energie termică, determinînd o bună difuziune şi aderenţă a aliajului antifricţiune faţă de materialul cuzinetului. Anterior depunerii, are loc încălzirea cuzinetului la temperatura de 250—300°C, urmînd apoi pulverizarea cu un strat subţire de material antifricţiune în stare topită printr-un jet de gaz inert (azot sau bioxid de carbon) şi răcirea violentă prin jeturi de apă, pînă ce temperatura cuzinetului ajunge la circa 40°C. Pulverizarea aliajului antifricţiune printr-un jet de gaz inert asigură o atmosferă protectoare care înlătură oxidarea, iar prin reglarea parametrilor pulverizării (presiunea şi temperatura jetului de gaz inert) se asigură un strat omogen şi uniform.

3.2.2. INFLUENŢA COMBUSTIBILILOR, ULEIURILOR ŞI ADITIVILOR ASUPRA UZURII MOTOARELOR

Coroziunea pieselor motorului este provocată în primul rînd de substanţele agresive care se găsesc în combustibil şi ulei şi de cele care se formează în procesul arderii.

În combustibil şi ulei pot exista compuşi activi de sulf, apă, acizi neorganici şi organici, vanadiu, plumb etc., care provoacă procesul de uzură prin coroziune.

Proprietăţile corosive ale combustibililor. Prezenţa în combustibil a sulfului sau a compuşilor sulfului constituie sursa principală pentru coroziune. Astfel, hidrogenul sulfurat (H_2S) acţionează asupra fierului, plumbului, stibiului, cuprului şi aliajelor de cupru, formînd sulfuri.

Mercaptanii (RSH) acţionează asupra nichelului, plumbului, cuprului etc., formînd compuşi de forma:

$$n(RSH) + Me \rightarrow (RS)nMe + nH_2 \uparrow ,$$

în care: R este un radical de origine organică;

Me — metalul respectiv.

Sulful obișnuit acționează asupra cuprului și altor metale formînd sulfuri:

$$n(S) + Me \rightarrow MeS(n).$$

Coroziunea are deja loc la 1 mg sulf elementar în 100 cm³ de combustibil.

În prezent, hidrogenul sulfurat, mercaptanii și sulful elementar servesc ca indici de clasificare pentru combustibili.

Acizii organici prezenți în combustibil produc mai ales coroziunea pieselor aparaturii de alimentare cu combustibil (tabelul 3.32).

7.1

Tabelul 3.32

Influența conținutului în acizi organici din combustibil asupra uzurii pieselor și formării depunerilor

Indicii	Aciditatea combustibilului [mg KOH/100 cm³]	
	4	50
Reducerea puterii motorului după 500 h de funcționare [%]	5	23
Reducerea productivității injectorului față de cea inițială [%]	1,9 4	15, 4
Uzura medie a pistonului plonjor după 500 h [mm]	0,0015	0,0023
Uzura primului segment de compresiune [mm]	0,03	0,07
Stratul de depunere pe oglinda capului blocului de cilindri [mm]	0,05 – 0,08	0,12 – 0,15

Combustibilii pentru motoare diesel navale, locomotive etc., care conțin vanadiu chiar în cantități foarte mici (0,005%), intensifică mult procesul uzurii corosive (a acului injectorului anticamerei, fundului pistonului, talerului supapei de evacuare etc.).

Acțiunea corosivă a vanadiului se intensifică în prezența oxizilor și sărurilor de sodiu. Observațiile din exploatare și încercările experimentale au arătat că nu există aliaje care să reziste acțiunii corosive a vanadiului.

Uleiurile utilizate la motoarele cu ardere internă, în stare inițială, în general nu conțin componente care să producă o uzură corosivă sensibilă. În timpul funcționării, în ulei pot apărea o serie de peroxizi, acizi organici, oxizi de sulf și vanadiu etc. care intensifică procesul uzurii prin coroziune a principalelor piese ale motoarelor. Schema oxidării metalelor în prezența peroxizilor este următoarea:

$$Me + R_2O_2 \rightarrow R_2O + MeO$$

$$MeO + 2RCOOH \rightarrow Me(RCOO)_2 + H_2O,$$

în care: Me reprezintă metalul;

R_2O_2 — peroxidul;

HCOOH — acidul organic.

Viteza coroziunii crește pe măsura ridicării conținutului de peroxizi în uleiuri.

Viteza coroziunii aliajelor de lagăre crește cu temperatura (în intervalul 80—180°C), fiind supusă legilor generale ale cineticii chimice. La atingerea limitei maxime de temperatură (175—180°C), specifică pentru fiecare ulei, curba vitezei de coroziune prezintă un maxim, după care începe să scadă.

Aciditatea uleiurilor la introducere în motor, în general, nu depășește 0,05—0,20 mg KOH/g, însă în timpul exploatării crește rapid, atingînd valori de 1,5—2 mg KOH/g ulei.

Prezența apei în ulei accentuează coroziunea aliajelor cu plumb pentru lagăre (fig. 3.37) [28] și a altor aliaje.

Procesul de uzură prin coroziune datorită uleiului se manifestă și la cilindri, pistoane și segmenți. Astfel, în cazul arderii combustibililor se formează SO_2 și SO_3, care se condensează împreună cu vaporii de apă pe părțile mai reci ale cămășii cilindrului, favorizînd formarea acidului sulfuros și sulfuric.

Condițiile de exploatare pentru motoare fiind diferite de la un caz la

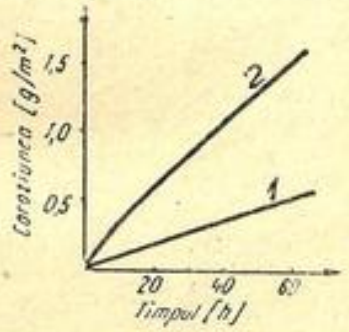


Fig. 3.37. Influența conținutului în apă al uleiului asupra coroziunii aliajelor de plumb pentru lagăre:

1 — ulei fără apă; 2 — ulei + 0,5% apă.

altul şi procesul de uzură se va schimba, mai ales cînd se modifică şi condiţiile climaterice.

În timpul exploatării, uleiul din carter se amestecă treptat cu impurităţi mecanice de natură organică şi anorganică, ceea ce determină reducerea proprietăţilor de ungere ale uleiului, accelerarea uzurii pieselor, îmbicsirea segmenţilor de piston etc.

Printr-un control sistematic al calităţii uleiului se pot evita urmările neplăcute ale „îmbătrînirii" uleiului, făcînd la timp înlocuirea sau regenerarea lui.

Termenele de schimbare a uleiului au o mare influenţă asupra siguranţei de funcţionare a motorului, de aceea trebuie acordată o mare atenţie alegerii periodicităţii optime de înlocuire a uleiului din motoarele de construcţii diferite.

Influenţa stării tehnice a motorului asupra intensităţii de îmbătrînire a uleiului poate fi apreciată după uzura pieselor componente din grupul piston-cilindru. Cantitatea de gaze pătrunse în carter creşte proporţional cu îmbicsirea segmenţilor de piston. Deci ca indice de stare tehnică a motorului poate servi raportul dintre cantitatea de gaze pătrunse în carterul unui motor uzat V_{uz} şi cantitatea de gaze pătrunse în carterul motorului nou V_n. Se defineşte astfel coeficientul de uzură al pieselor grupului piston-cilindru:

$$T = \frac{V_{uz}}{V_n} \qquad (3.11)$$

Coeficientul T cuprinde influenţa factorilor principali de construcţie şi exploatare asupra intensităţii de îmbătrînire a uleiului.

Odată cu apariţia motoarelor rapide cu solicitări mărite privind segmenţii, cilindrii şi lagărele, s-a impus folosirea unor noi tipuri de uleiuri slab aditivate, care să evite gripajele sau înţepenirea segmenţilor în canalele lor.

Pentru a micşora coroziunea pieselor motorului, se introduc în ulei aditivi anticorosivi care reduc chimic sau catalitic produsele de oxidare, modifică reacţia de oxidare a uleiului în direcţia formării unor produse mai puţin corosive sau chiar frînează procesul de oxidare. Aditivi anticorosivi care au dat rezultate bune în exploatare, sînt unii compuşi organici cu fosfor sau sulf.

Aditivii polifuncţionali sînt aditivi care reduc uzura, coroziunea pieselor, oxidarea lubrifiantului, îmbunătăţind şi procesul de funcţionare al motorului.

Încercările de laborator efectuate cu lubrifianţi cu şi fără aditivi polifuncţionali, au arătat că prezenţa aditivilor duce la o scădere însemnată a coeficientului de frecare, o rodare mai bună a pieselor în mişcare, o solicitare termică redusă, consum de combustibil şi lubrifiant mai mic, o durabilitate mai mare în exploatare şi un preţ de cost per motor rodat, mai mic.

Aceste avantaje au condus la apariţia unor noi tipuri de lubrifianţi aditivaţi cu aditivi polifuncţionali, ca: Lubrizol 276 şi Monto 500 (denumiri comerciale) şi un aditiv românesc cu 1% dialchilditiofosfat de zinc (P 110) şi cu 7% alchilarilsulfonat de bariu (P 301) [15], avînd următoarele caracteristici tehnice:

Aditivii „Lubrizol 276" şi „Monto 500" sînt aditivi pentru ulei, constituiţi în compusul chimic dialchilditiofosfat de zinc, care are proprietatea de aditiv polifuncţional (antioxidant, anticoroziv, antiuzură).

Aditivul românesc se utilizează la fabricarea unui lubrifiant special pentru rodajul motoarelor de autovehicule, care conţine aditiv antioxidant de tip ditiofosfat de zinc şi aditiv antirugină de tip sulfanaţi de bariu.

Influenţa produselor arderii asupra uzurii motoarelor

În exploatarea motoarelor cu ardere internă, puterea, consumul specific de combustibil şi durata de funcţionare depind în mare măsură de depunerile cărbunoase care se formează din combustibil, ulei şi aer.

Ţinînd seama de caracterul depunerilor, cauzele care le provoacă, de locurile unde se formează şi pericolul pe care-l prezintă pentru motoare, depunerile cărbunoase se pot clasifica în: calamină, cocs, lacuri şi sedimente (depozite).

În camerele de ardere ale motoarelor diesel, componentul principal al depunerilor este cocsul, care poate ajunge pînă la 95%. Acesta este şi motivul pentru care, în acest caz, se utilizează noţiunea de cocsificare (cocsare).

Depunerile de lac apar sub forma unor pelicule lucioase în zona segmenţilor de piston, pe pereţii interiori ai pistonului şi pe biele. Ele au aspect lucios şi culori foarte variate, de la negru închis la maro, galben deschis, uneori putînd fi aproape incolore. Compoziţia elementară a depunerilor de lac este foarte apropiată, în medie fiind următoarea: 81—85% C, 7—9% H_2 şi 6—10% O_2.

Sedimentele (depozitele) sînt substanţe unsuroase sau gelatinoase care se depun pe pereţii carterului şi pe piesele din carter, în filtre, în conductele de ulei etc.

Compoziţia depozitelor variază în funcţie de tipul motorului şi în funcţie de condiţiile de exploatare în următoarele limite: 50—85% ulei, 5—35% apă, 1—7% combustibil, 2—15% hidroxizi-

acizi, 0,1—1,5% asfaltene, 2—10% carbene şi carboide şi 1—7% zgură. Sedimentele se formează în primul rînd datorită pătrunderii apei în ulei.

După locul unde se formează, cea mai mare importanţă o prezintă depunerile din camera de ardere (pistoane, supape, injectoare etc.), apoi cele formate pe mantaua pistonului, pe bolţurile de piston şi în zona carterului.

După pericolul pe care-l prezintă pentru motor, se deosebesc: depuneri care prezintă pericol maxim (îmbîcsesc filtrele, pompele şi conductele de combustibil şi lubrifiant); depuneri care provoacă ieşirea prematură din funcţionare a pieselor motorului (depuneri pe tije şi talerele supapelor, pe locaşurile supapelor în zona segmenţilor şi pe pulverizatoare); depuneri care înrăutăţesc treptat funcţionarea motorului fără a-i deteriora piesele (depuneri de lac pe fusta pistonului şi pe segmenţii de ungere); depuneri care nu prezintă pericol pentru funcţionarea motorului, dar provoacă o creştere a cheltuielilor de întreţinere şi reparaţie (depuneri în ţevile de admisiune şi evacuare, în sistemul de ventilaţie etc.).

Calamina, datorită durităţii sale ridicate, are o pondere ridicată la uzura abrazivă a pieselor din grupul cilindru-piston-segmenţi.

Prin adăugarea aditivilor în combustibili şi ulei se reduce într-o oarecare măsură capacitatea acestora de formare a calaminei sau cocsului, reducîndu-se corespunzător şi uzura pieselor motorului.

În fig. 3.38 este dată variaţia uzurii cămăşii cilindrului de-a lungul lungimii ei la un motor diesel în patru timpi. La acesta este caracteristică creşterea uzurii în zona superioară, adică în zona supusă uzurii corosive; uzura abrazivă (a părţii de mijloc) datorită calaminei este mai redusă. La adăugarea aditivilor uzura scade atît în partea superioară cît şi în partea de mijloc.

Dependenţa uzurii abrazive (datorită calaminei) de concentraţia a două feluri de aditivi este dată în fig. 3.39, unde rezultă că efecte favorabile se obţin la concentraţii mici ale aditivilor.

Reducerea depunerilor cărbunoase (calamină, cocs etc.) asigură reducerea uzurii şi mărirea duratei de exploatare a motoarelor.

Îndepărtarea depunerilor cărbunoase de pe piesele motorului în cazul cînd acestea s-au format, este destul de anevoioasă.

Se deosebesc mai multe metode de curăţire a depunerilor, printre care se amintesc: alternarea regimului de funcţionare, fo-

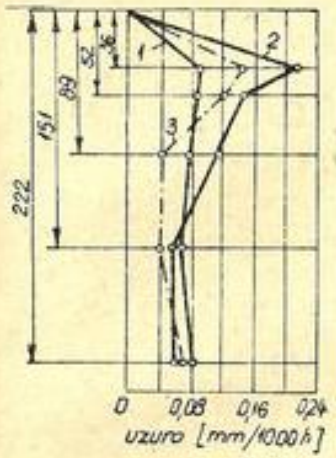


Fig. 3.38. Variaţia uzurii cămăşii de cilindru de-a lungul lungimii ei la un motor Diesel în patru timpi (tip 4 CI 17,5/24):

1 — combustibil cu 0,9% S fără aditivi; 2 — combustibil cu 2,6% S fără aditivi; 3 — combustibil cu 2,6% S +0,5 aditivi.

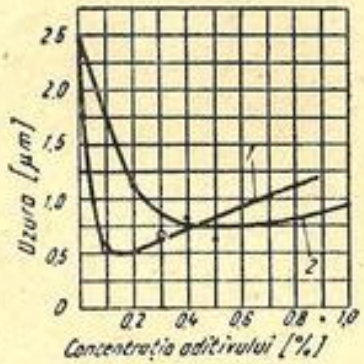


Fig. 3.39. Dependenţa uzurii abrazive a calaminei de concentraţia a doi aditivi:

1 — aditiv A; 2 — aditiv B.

losirea aerului comprimat, folosirea unor soluţii speciale de spălare etc.

Îndepărtarea parţială a calaminei are loc la alternarea rapidă a regimurilor de funcţionare a motorului, iar în cazul motoarelor cu aprindere prin scînteie, prin funcţionarea cu obturatorul complet deschis.

Influenţa impurităţilor din aerul aspirat asupra uzurii motoarelor. Motoarele autovehiculelor care circulă pe drumuri sau şantiere cu praf aspiră aer cu diferite particule solide (cristale de cuarţ etc.), care intensifică uzura pieselor principale ale motoarelor cu ardere internă. Cristalele de cuarţ, nimerind între suprafeţele în frecare ale pieselor, se amestecă cu uleiul, formînd o pastă abrazivă, care provoacă o uzură intensă, prematură. Urmările uzurii sînt o micşorare însemnată a parcursului maşinii între două reparaţii, reducerea puterii şi mărirea consumului de combustibil şi lubrifiant.

Coeficientul de curăţire a aerului se determină cu relaţia

$$R = \frac{M_2 - M_1}{M_2} 100 \ [\%], \qquad (3.12)$$

în care: M_1 este cantitatea de praf care intră în cilindrul motorului, după filtrare;

M_2 — cantitatea de praf conținută de aerul nefiltrat.

Cantitatea de praf conținută de aerul nefiltrat poate fi exprimată prin produsul dintre consumul necesar de aer D_a și cantitatea de praf la intrare în filtru m_2 (grame praf raportate la 1 m³ aer):

$$M_2 = D_a m_2. \tag{3.13}$$

La fel se poate exprima și cantitatea de praf care intră în cilindrul motorului:

$$M_1 = D_a m_1, \tag{3.14}$$

în care m_1 este cantitatea de praf care intră în cilindrul motorului (grame praf raportate la 1 m³ aer).

Expresia coeficientului de curățire a aerului devine:

$$R = \frac{M_2 - M_1}{M_2} 100 = \left(1 - \frac{M_1}{M_2}\right) 100 = \left(1 - \frac{m_1}{m_2}\right) 100 \tag{3.15}$$

Dacă se impune o curățire a aerului astfel ca $m_1 = 0{,}001$ g/m³ rezultă:

$$R = \left(1 - \frac{0.001}{m_2}\right) 100, \tag{3.16}$$

sau

$$R = 100 - \frac{0.1}{m_2}. \tag{3.17}$$

Variația coeficientului de curățire R în funcție de conținutul în praf al aerului la intrarea în filtru m_2 în cazul cînd $m_1 = 0{,}001$ g/m³, este dată în fig. 3.40.

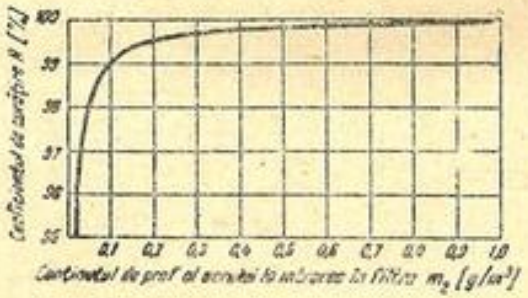


Fig. 3.40. Variația coeficientului de curățire R în funcție de conținutul în praf al aerului la intrare în filtru, m_2.

Răcirea fețelor exterioare ale camerei de ardere este mijlocul cel mai eficace care se aplică pînă în prezent.

Pentru răcirea motorului se consumă o parte din energia termică a combustibilului, de aceea răcirea trebuie judicios aleasă. La o răcire prea intensă a pieselor care limitează camera de ardere se măresc pierderile în mediul de răcire, se înrăutățește vaporizarea combustibilului și se mărește frecarea în urma măririi viscozității lubrifiantului. Acestea duc la micșorarea puterii și mărirea consumului specific de combustibil, iar în motoarele diesel duc și la cocsarea pistonului, segmenților și supapelor de evacuare. Deci atît încălzirea cît și răcirea excesivă, au efecte negative asupra funcționării normale a motorului.

În prezent, cele mai utilizate sisteme de răcire a motoarelor sînt sistemele de răcire cu lichid și cele cu aer.

Răcirea cu lichid se aplică la majoritatea motoarelor moderne. Ca lichid de răcire se utilizează apa și lichide congelabile la temperaturi joase.

Sistemele de răcire cu lichid pot fi prin termosifon și prin pompă. Temperatura apei la ieșirea din motor se limitează în general la 80—95°C, aceasta pentru a nu provoca degajări de vapori care ar împiedica răcirea unor părți din pereții camerei de ardere.

Reglarea temperaturii apei de răcire, în limitele impuse de buna funcționare a motorului, se realizează prin intermediul termostatelor.

Capitolul 4

TESTAREA ŞI REGLAREA MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE

4.1. NOŢIUNI GENERALE

Prin testarea unui motor se urmăreşte stabilirea exactă a cauzelor care produc anumite defecţiuni în funcţionare, urmînd ca apoi să se procedeze la înlăturarea acestora prin reglare, reparare sau înlocuirea pieselor defecte.

Defecţiunile posibile în funcţionarea mecanismului motor, sistemele şi instalaţiile auxiliare, fiind evidenţiate la fiecare subcapitol (v. cap. 1), în continuare se tratează metodele de testare, aparatura şi instalaţiile specifice, precum şi unele posibilităţi de reglare.

4.2. TESTAREA ETANŞĂRII CILINDRILOR

Gradul de etanşare a cilindrilor se poate aprecia după: valoarea presiunii la sfîrşitul comprimării, scăpările de aer, suspendarea funcţionării cilindrilor, presiunea în galeria de admisie, presiunea gazelor din carter, debitul de gaze scăpate din carter, consumul de ulei şi combustibil, gradul de fum etc.

Presiunea la sfîrşitul comprimării dă indicaţii utile asupra gradului de etanşare, cu condiţia să se aplice o serie de măsuri pentru asigurarea unei precizii de măsurare corespunzătoare.

Aparatele utilizate pentru testarea presiunii la sfîrşitul comprimării sînt: compresometrul şi compresograful.

Măsurarea se face cu motorul cald, cu bujiile sau injectoarele scoase la toţi cilindrii, iar la MAS cu clapeta de acceleraţie complet deschisă.

Dintre compresografe se recomandă compresograful KN 1123 (R. S. Cehoslovacia) şi compresograful MOTOMETER (R.F.G.), construit în variante pentru MAS şi MAC.

În tabelul 4.1 sînt date presiunile orientative la sfîrşitul comprimării p_c (motor cald), turaţia n_c la care se efectuează testarea, presiunea de comprimare minimă admisibilă p_{cm} şi abaterile admise între cilindri Δp_c.

Tabelul 4.1

Valorile de control la verificarea stării tehnice a unor motoare

Motorul	Tipul motorului	p_c daN/cm²	p_{cm} daN/cm²	n_c rot/min	Δp_c daN/cm²
Dacia 1100	MAS	9	7	200	0,5–1
Dacia 1300	MAS	9	7	200	0,5–1
ARO	MAS	8	6	200	0,5–1,5
D–110	MAC	28–30	20–22	80	1,0–2,0
D–115	MAC	30–35	22–25	80	1,0–2,0
D–121	MAC	30–35	22–25	80	1,0–2,0
SR–211	MAS	7–7,5	5,5	180–200	1,5–2
ZETOR 50	MAC	27–34	20–23	69–77	3–4
FIAT 124	MAS	9	—	—	—
FIAT 125	MAS	9,5	—	—	—
Skoda 1000MB	MAS	9,8	—	—	—

p_c — presiunea de comprimare normală; p_{cm} — presiunea minimă admisibilă de comprimare; n_c — turaţia la care se efectuează măsurarea; Δp_c — abaterile admisibile ale valorilor presiunilor dintre cilindrii motorului

În timpul testării, motorul trebuie să fie cald, altfel pot să apară erori. La testarea presiunii p_c cu motorul rece, valorile acesteia sînt cu 10—15% mai reduse decît pentru motorul cald.

Pot apare şi erori de citire, din cauza inerţiei aparatului, care pot fi evitate prin existenţa unei supape ireversibile între aparat şi motor (cît mai aproape de locul testării).

Aparatele pentru testarea presiunii la sfîrşitul comprimării trebuie verificate periodic, pentru a reface etalonarea în cazul dereglării lor.

Scăpările de aer pot constitui un procedeu de testare fie prin crearea unei suprapresiuni, fie a unei depresiuni în cilindri.

Pentru testarea prin suprapresiune, se poate folosi aparatul NIIAT-K 69 [34], care este prevăzut şi cu stetoscop ce permite lo-

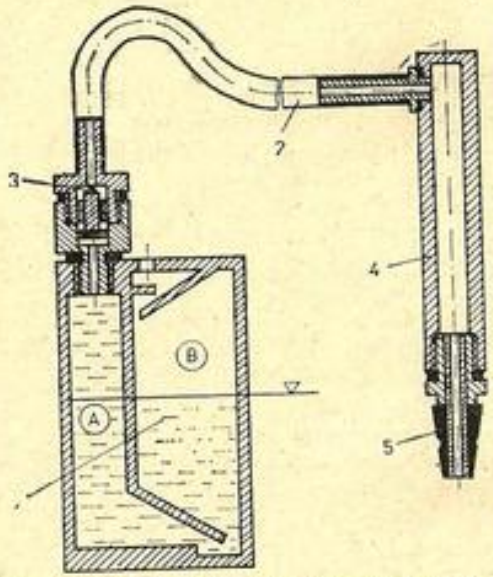


Fig. 4.1. Schema aparatului NC—113 pentru testarea etanşării cilindrilor prin depresiune.

calizarea scăpărilor de aer, după zgomotul produs la curgerea aerului comprimat prin neetanşeităţi.

Testarea prin depresiune se poate face cu aparatul NC 113 (R.S.C.), a cărui schemă este redată în figura 4.1. Aparatul se compune din vasul 1 cu două compartimente inegale. La compartimentul A se racordează furtunul 2, prevăzut la un capăt cu supapa 3, iar la capătul celălalt este sonda 4 cu garnitura de cauciuc 5.

Înainte de măsurare, în compartimentul B se toarnă petrol pînă la un nivel oarecare, iar prin înclinarea vasului la 45° şi obturarea orificiului la sonda 4, nivelul lichidului în compartimentul B nu trebuie să se modifice, în cazul unei etanşări perfecte.

Testarea etanşeităţii cilindrului se face cu pistonul în *p.m.s.*, la sfîrşitul comprimării. Înainte de a se introduce în locaşul bujiei (injectorului), garnitura de cauciuc a sondei se unge cu puţin ulei, pentru a îmbunătăţi etanşarea la locul de testare. Se acţionează apoi pistonul în sensul normal de desfăşurare a ciclului, pînă cînd nivelul lichidului în compartimentul A este circa 50 mm deasupra celui din compartimentul B. Dacă la menţinerea pistonului în aceeaşi poziţie, nivelul lichidului în camera A nu coboară, cilindrul este perfect etanş.

Cînd viteza de scădere a nivelului lichidului este mai mică de 10 mm în 5 s, etanşeitatea cilindrului poate fi considerată corespunzătoare, iar cînd viteza este de 10 mm în mai puţin de 4 s, etanşarea cilindrului este compromisă. La viteze mai mari de 10 mm în 2 s, motorul trebuie reparat.

Testarea etanşării prin suspendarea funcţionării cilindrilor. Principiul care stă la baza acestei metode constă în faptul că cilindrii cu grad de etanşare redus vor determina reduceri mai mici

de turaţie la scoaterea lor din funcţiune, decît cilindrii cu etanşare normală. Aceasta presupune ca la toţi cilindrii să se asigure aceleaşi condiţii de alimentare şi aprindere.

Pe acest principiu se bazează aparatul ELKON S—103 (R.P.U.), destinat MAS (fig. 4.2.). La acest aparat turaţia se măsoară prin intermediul impulsurilor electrice din circuitul primar al instalaţiei de aprindere.

Aparatul are două scale: pe una se indică turaţia *n*, iar pe cealaltă variaţia procentuală a acesteia Δn. Aparatul se pune în funcţiune prin butonul de pornire 1, comutatorul 2 serveşte la fixarea scalei dorite, butonul 3 pentru selecţionarea cilindrului testat, potenţiometrul 4 pentru reglajul de nul, iar comutatorul 5 — pentru fixarea polarităţii.

Cînd pentru un anumit regim prin suspendarea funcţionării cîte unui cilindru, variaţiile procentuale de turaţie depăşesc 4%, faţă de turaţia corespunzătoare cu toţi cilindrii în funcţiune, este un indiciu că la unii cilindri etanşarea este compromisă. Evident, este necesar a cunoaşte turaţia şi în situaţia etanşării normale a cilindrilor. Numai în acest caz se pot lua în considerare variaţiile procentuale de turaţie.

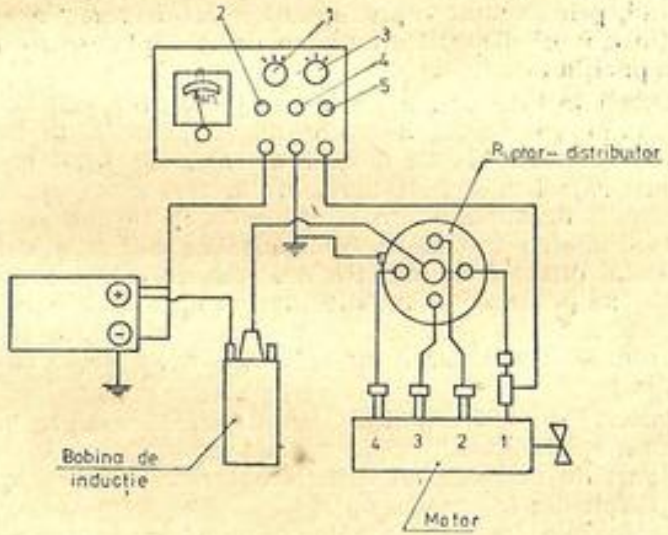


Fig. 4.2. Schema aparatului ELKON S—103, pentru testarea etanşării cilindrilor prin suspendarea succesivă a funcţionării lor.

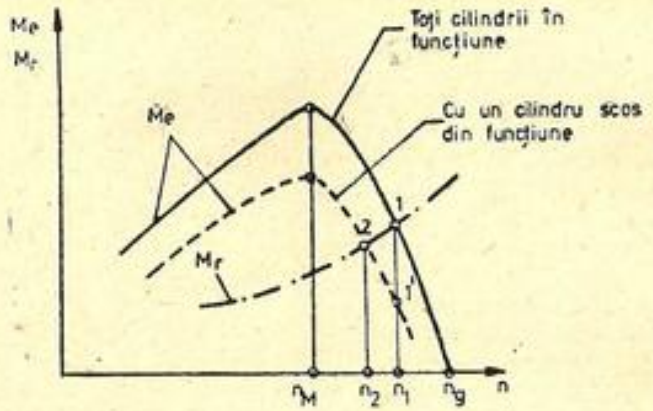


Fig. 4.3. Variaţia momentului efectiv al motorului şi a momentului rezistent în funcţie de turaţie, pentru un MAC, prevăzut cu regulator pentru două regimuri de funcţionare.

Testarea MAC pe această cale este mai dificilă, deoarece turaţia nu poate fi măsurată stroboscopic (lipsind sistemul de aprindere, propriu MAS). Testarea MAC se poate face şi fără măsurarea turaţiei, prin montarea pe capătul liber al cremalierei pompei de injecţie a unui dispozitiv cu grad de multiplicare ridicat, care să indice poziţia acestuia.

În cadrul testării se stabileşte turaţia n_1 (fig. 4.3) la care are loc o funcţionare stabilă a motorului (punctul 1, la intersecţia momentului motor M_e cu momentul rezistent M_r). La suspendarea unui injector, cuplul momentului motor se modifică, iar punctul stabil de funcţionare corespunde la turaţia $n_2 < n_1$. Deoarece modificarea turaţiei este însoţită de o anumită deplasare a cremalierei pompei de injecţie, sesizată de dispozitivul montat pe aceasta, se poate aprecia astfel gradul de etanşare. Şi în acest caz este necesar să se cunoască deplasarea normală a cremalierei în cazul etanşării normale a cilindrilor, care serveşte ca bază de comparaţie.

Testarea etanşării cilindrilor în funcţie de depresiunea din galeria de admisie constituie un procedeu simplu, uşor de aplicat (multe tipuri de motoare au orificii obturate, plasate în galerie, care pot fi folosite în acest scop).

La motoarele în patru timpi, cu rapoarte de compresie cuprinse între 6,5 ... 8, depresiunea în galeria de admisie $\Delta p = 470 \ldots 520$ mm Hg.

La MAS pentru aceeaşi poziţie a obturatorului şi o anumită turaţie, depresiunea din galeria de admisie depinde numai de gradul de etanşare a cilindrilor.

Testarea se poate face fie cu aparate bazate pe indicarea debitului de gaze, fie prin măsurarea directă a depresiunii.

Testarea etanşării cilindrilor în funcţie de presiunea sau debitul gazelor scăpate în carter se realizează cu micromanometre, respectiv debitmetre volumetrice sau cu diafragmă.

La uzuri mari ale grupului piston-cilindru cantitatea de gaze scăpate în carter creşte de 5 ... 8 ori.

Cunoscînd valorile nominale ale presiunii şi debitului de gaze scăpate pentru un motor nou, se poate aprecia gradul de uzură în timpul testării.

Cînd presiunea din carter depăşeşte 100 mm Hg, motorul este uzat.

4.3. TESTAREA ŞI REGLAREA INSTALAŢIEI DE ALIMENTARE

Defecţiunile instalaţiilor de alimentare (v. cap. 1) sînt specifice MAS şi MAC. La MAC de obicei, mici defecţiuni ale instalaţiei de alimentare au ca efect manifestări evidente (intensificarea emisiei de fum, scăderea puterii şi uneori chiar imposibilitatea funcţionării), în schimb la MAS pot exista dereglări importante ale instalaţiei de alimentare, fără a fi observate (în special de conducătorii auto amatori), fără aparatură de testare.

Rezultă deci că instalaţiile de alimentare ale motoarelor (în special cele ale MAS) trebuie testate periodic, contribuind prin aceasta la o exploatare cît mai economică a autovehiculelor.

4.3.1. TESTAREA ŞI REGLAREA INSTALAŢIEI DE ALIMENTARE A MAS CU CARBURATOR

Anomaliile care apar în funcţionare se datoresc, în general, defectării pompei de benzină, carburatorului şi filtrului de aer.

Testarea pompei de benzină se poate face fără demontarea acesteia de pe motor, determinînd presiunea de refulare, etanşarea şi debitul.

Pentru determinarea presiunii de refulare se desface conducta de legătură dintre pompa de benzină şi carburator şi în locul acesteia se montează o conductă cu manometru. Se acţionează motorul prin demaror şi se citeşte presiunea de refulare, care la 1 000 $\frac{rot}{min}$ trebuie să fie de 0,15 ... 0,30 daN/cm², corespunzător specificaţiilor din notiţele tehnice.

Etanşarea pompei se verifică urmărind căderea de presiune care are loc în conducta de refulare după oprirea motorului. Presiunea medie realizată trebuie să se menţină circa 10 s.

Debitul pompei de benzină se obţine prin colectarea benzinei refulate de pompă într-un vas etalonat, în timp ce motorul funcţionează la ralanti. În acest caz, debitul pompelor de benzină montate pe autoturisme trebuie să fie de 0,5 ... 0,8 dm³/min, iar pentru autocamioane şi autobuze de 1,5 ... 2 dm³/min.

Pompele de benzină se pot testa şi pe standuri speciale, în aceeaşi succesiune.

Testarea şi reglarea carburatorului. Testarea presupune controlul etanşării acului supapă (cuiului ventil) şi a nivelului combustibilului din camera de nivel constant; a debitului pompei de acceleraţie; debitele jicloarelor şi precizia limitatorului de turaţie.

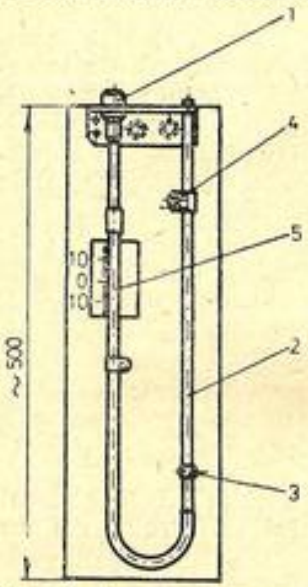


Fig. 4.4. Aparat pentru testarea etanşării supapei ac.

Etanşeitatea supapei ac se poate testa cu aparatul redat în figura 4.4, care se montează în gaura filetată a racordului 1. Testarea decurge astfel: se ridică conducta 2 pînă ce minerul 3 se opreşte în brida 4; se lasă apoi conducta 2 în jos pînă în poziţia iniţială, urmărind timpul la un cronometru. Nivelul apei din tubul 5 trebuie să fie în acest moment la zero, sau la o diviziune cuprinsă între 0 şi 10. Etanşeitatea se consideră corectă dacă timp de 30 s, nivelul apei din tubul 5 nu scade cu mai mult de 12 mm. Testarea trebuie făcută în cel puţin trei poziţii diferite ale supapei ac pe scaunul său, ceea ce se realizează rotindu-l după fiecare măsurare cu cîte 120°.

Nivelul combustibilului din camera de nivel constant trebuie testat ori de cîte ori se observă o creştere a consumului de combustibil. Testarea nivelului de combustibil se poate face cu carburatorul montat pe motor sau cu carburatorul demontat. Pe motor (la ralanti) se poate folosi un aparat constituit dintr-un racord legat la un tub de sticlă (cu diametrul de 10 mm), prin intermediul unui tub de cauciuc. Funcţionarea aparatului se bazează pe principiul vaselor comunicante. Pentru testare se desface dopul de sub camera de nivel constant şi se racordează aparatul, astfel combustibilul trece în tubul de sticlă. Se măsoară distanţa între nivelul combustibilului din tubul de sticlă şi faţa superioară a camerei de nivel constant (sau reperele existente în acest scop), iar dacă nivelul nu corespunde, se procedează la reglare.

Testarea carburatorului demontat se face pe stand printr-o metodă similară.

În figura 4.5 a se redă influenţa pe care o are dereglarea nivelului de combustibil din camera de nivel constant (CNC) asupra

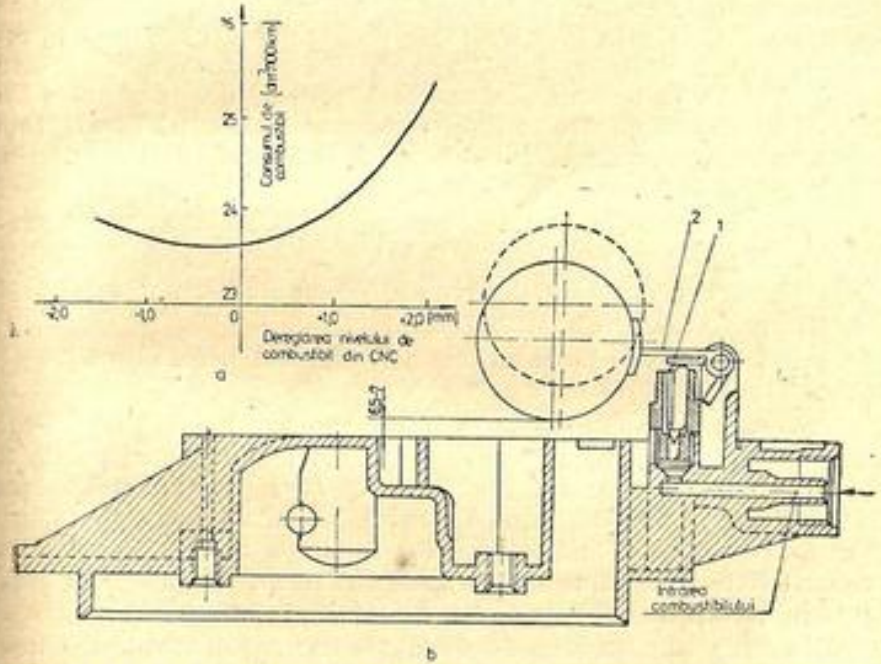


Fig. 4.5. Reglarea funcţionării plutitorului şi variaţia consumului de combustibil, în funcţie de dereglarea nivelului de combustibil.

consumului de combustibil, de unde rezultă importanţa asigurării unui nivel optim, iar în figura 4.5 b se indică modul de reglare a cursei plutitorului pentru carburatorul W-211. Reglarea se face prin îndoirea lamelelor 1 şi 2, astfel încît plutitorul să se afle distanţat în raport cu suprafaţa capacului (fără garnitură) la 6,5—7 mm.

Se verifică, de asemenea, masa plutitorului care trebuie să fie mai mică decît valoarea maximă indicată.

Debitul pompei de accelerație se verifică cu un vas etalonat, comparînd debitul obţinut pentru o cursă a pistonului pompei de accelerație cu volumul de combustibil care intră în cavitatea pompei.

Debitul jicloarelor se testează fie prin măsurarea debitului de apă asigurat de jiclor la o anumită presiune şi temperatură a apei, fie prin măsurarea debitului de aer (STAS 8669—70).

Limitatorul de turație trebuie testat dacă îşi îndeplineşte rolul de a limita depăşirea turaţiei maxime admise, impuse pentru evitarea uzurilor accentuate şi a avariilor. Limitarea turaţiei maxime se poate realiza prin însăşi clapeta de accelerație sau prin intermediul unor limitatoare cu clapete speciale (motorul SR—211). În cazul în care la apăsarea completă a pedalei de accelerație (la mersul în gol) se depăşeşte turaţia maximă a motorului (măsurată cu un tahometru) se procedează la reglarea limitatorului de turație.

Testarea carburatorului se face de obicei indirect, fără demontare de pe motor, prin controlul consumului de combustibil şi analiza gazelor evacuate (v. subcap. 4.6.1).

Consumul de combustibil poate fi determinat cu rotametre şi debitmetre de diferite construcţii.

În figura 4.6 este redat un rotametru fotoelectric de tip RTA—1 (U.R.S.S.).

Aparatul se montează între pompa de benzină şi carburator. Combustibilul intră prin orificiul 1 şi roteşte rotorul cu palete 2 şi odată cu acesta se roteşte paleta 3, care periodic, întrerupe fluxul electric emis de becul 4. Fluxul luminos intermitent ajungînd prin lentilele 5 la fotodioda 6, produce o serie de impulsuri, proporţionale cu debitul de combustibil, indicat de un aparat etalonat în unităţi de debit.

Dintre debitmetre, se pot aplica: debitmetrul cu membrană, debitmetrul cu piston tip KEA—10 (U.R.S.S.), debitmetrul cu jicloare tip Ki—8910 (U.R.S.S.), debitmetrul tip IPC—N etc.

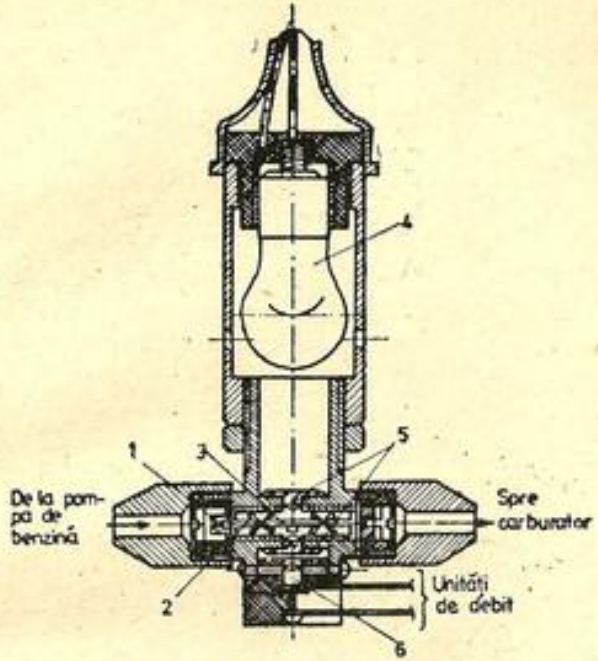


Fig. 4.6. Rotametru fotoelectric pentru măsurarea consumului de combustibil.

Cînd, în urma testării, se obţin date care reflectă un consum ridicat de combustibil şi emisii poluante peste limitele admise, se procedează la reglarea carburatorului pînă la obţinerea unor rezultate optime.

4.3.2. TESTAREA ŞI REGLAREA INSTALAŢIEI DE ALIMENTARE A MAC

Defecţiunile care apar în instalaţia de alimentare, cît şi simptomele manifestate în funcţionarea motorului (v. cap. 1), presupun o aparatură adecvată pentru testare şi reglare.

În cazul testării directe a instalaţiei de injecţie, se verifică: etanşeitatea instalaţiei, injectoarele şi pompele de injecţie.

Testarea indirectă a instalaţiei de alimentare a MAC se poate face după gradul de fum la evacuare (v. subcap. 4.6.1).

4.3.2.1. *TESTAREA ETANŞEITĂŢII INSTALAŢIEI DE ALIMENTARE*

Testarea etanşeităţii instalaţiei de alimentare, pe traseul de presiune înaltă (după pompa de alimentare a pompei de injecţie), se face vizual. Pe traseul în care există depresiune în conducte (între rezervor şi pompă), testarea se poate efectua numai prin demontarea conductei de alimentare de la rezervor şi verificînd etanşeitatea pe porţiuni pînă la pompa de alimentare.

O testare simplă se realizează prin demontarea conductei de la rezervor, astfel încît în conductă să rămînă combustibil, iar prin racordarea conductei la o sursă de aer comprimat de $3 \ldots 4 \frac{daN}{cm^2}$ se determină eventualele neetanşeităţi (unde apar scăpări de combustibil şi bule de aer).

4.3.2.2. *TESTAREA ŞI REGLAREA INJECTOARELOR*

Cînd se presupune că injectoarele sînt cauza unor defecţiuni, acestea se testează în următoarea succesiune: determinarea presiunii de deschidere a acului, verificarea etanşeităţii şi calităţii pulverizării, proba de glisare.

Presiunea de deschidere a acului injectorului se poate determina direct pe motor, prin intermediul maximetrului (fig. 4.7), care se montează între pompa de injecţie şi injector. Se tensionează arcul 1, prin reglarea manşonului 2 la o poziţie corespunzătoare presiunii normale de deschidere a acului injectorului şi apoi se roteşte manual arborele cotit. Cînd injecţia apare mai întîi la injector şi apoi la maximetru, rezultă că tensiunea arcului la injectorul testat este prea mică. Se reface stringerea arcului pînă cînd injecţia apare simultan la injector şi maximetru. În lipsa maximetrului, se poate utiliza un injector etalon (reglat iniţial pe stand).

Valorile presiunii de deschidere a acului pentru injectoarele unor MAC, fabricate în R.S.R., sînt redate în tabelul 4.2.

Etanşeitatea injectorului se verifică la demontarea injectorului, după verificarea şi reglarea presiunii de deschidere a acului, pe stand. Se ridică apoi, uşor, presiunea pînă la o valoare cu circa 20 daN/cm² mai mică decît presiunea de deschidere a acului. Dacă timp de 10 secunde pe suprafaţa injectorului nu apare nici o picătură de combustibil, injectorul se consideră etanş.

Etanşeitatea poate fi testată şi prin intermediul maximetrului, odată cu testarea presiunii de deschidere a acului. Şi în acest

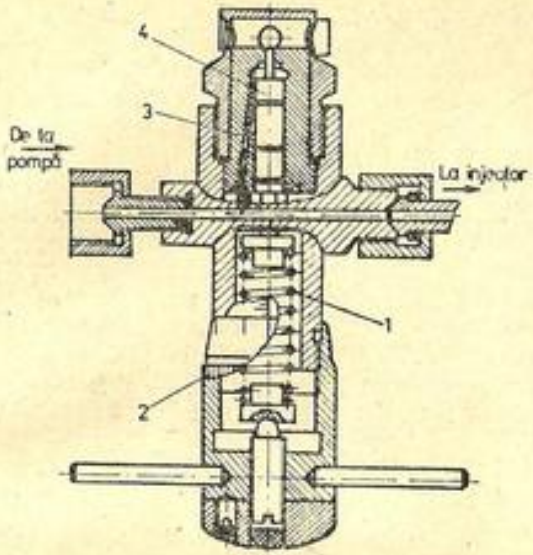


Fig. 4.7. Maximetru:
1 — arc; 2 — manşon; 3 — pulverizator; 4 — ac.

Tabelul 4.2

Valorile presiunii de deschidere a acului injectorului pentru motoare fabricate în RSR

Tipul motorului	Tipul injectorului	Presiunea de deschidere daN/cm²
D—103; D—110	RO—KBL 103 S15/113	175±5
D—105	IS—1,5 × 15 M	110±5
D—115; D—121	KBL 70 SIR	230±5
D—118	KBL 101 S 5R	190±8
D 797—05	KBL 76 S 2R	190±8
D 2156 HMN	KDL 94 S3R	175±8

caz este necesar a demonta injectorul pentru a putea urmări orificiile. După reglarea presiunii normale de deschidere a injectorului, se slăbeşte tensionarea arcului la maximetru cu circa 1—2 diviziuni. În acest caz, prin rotirea arborelui cotit, la maximetru apare injecţie, iar la un injector etanş nu trebuie să apară picături de combustibil la orificii.

Calitatea pulverizării se apreciază după finetea pulverizării, forma jetului sau jeturilor şi orientarea acestora. Testarea calităţii pulverizării se poate face fidel numai pe stand.

Pulverizarea se consideră corespunzătoare cînd jetul de combustibil are aspect de ceaţă (mai compactă în centru). Jeturile nedispersate, continue, indică o uzură accentuată a injectorului (sau o presiune de deschidere a acului prea mică).

Forma jetului trebuie să respecte condiţiile de penetraţie şi dispersie, ca atare este necesar să fie indicate de uzină, în funcţie de tipul motorului.

La injectoarele multijet trebuie urmărită şi simetria dispunerii jeturilor, unghiurile dintre jeturi şi uniformitatea jeturilor (cînd orificiile au diametre egale).

4.3.2.3. *TESTAREA ŞI REGLAREA POMPEI DE INJECŢIE*

În funcţie de defecţiunile posibile ale pompei de injecţie (v. cap. 1), se verifică: starea de uzură a elementilor de pompare şi supapelor de refulare, debitul maxim sau nominal, uniformitatea debitării şi unghiul de avans la injecţie, iar cînd este necesar, se efectuează reglările ce se impun.

Starea de uzură a elementilor şi supapei de refulare se poate testa printr-un procedeu similar cu cel aplicat la testarea etanşării cilindrilor, prin scăpări de aer (v. subcap. 4.2).

Debitul pompei de injecţie se determină pe standuri speciale: Bosch (R.F.G.), U.M. Timişoara (R.S.R.), Super (R.P.U.), Star—12 (R.S.C.), Hartridge (Anglia), Fridman-Mayer (Austria).

Metodica testării la standurile prezentate este sensibil aceeaşi.

Pompa de injecţie supusă testării se montează pe suportul 1 (fig. 4.8) şi se cuplează cu arborele de antrenare al standului 2, după care elementii pompei se racordează prin conducte de înaltă presiune 3, la injectoarele etalon 4. Se cuplează în circuit aparatele de măsură şi control, pompa de alimentare a standului şi motorul electric. Antrenarea pompei se realizează prin rotirea rozetei 5 pînă la atingerea turaţiei nominale. Dacă pompa funcţionează corect (fără bătăi, zgomote şi scurgeri), se poate începe determi-

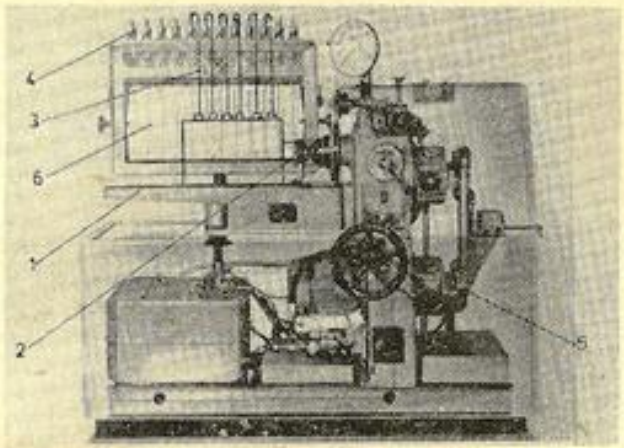


Fig. 4.8 Stand pentru testarea şi reglarea pompelor de injecţie.

narea debitului. În acest sens, se comutează jeturile date de injectoarele etalon spre cilindrii gradaţi 6 şi se pune în funcţiune numărătorul de ture (de cicluri). După parcurgerea numărului de cicluri stabilite, se comutează automat injecţia în afara cilindrilor gradaţi, putîndu-se apoi citi debitele refulate de către elementii pompei de injecţie. Cînd debitele măsurate nu corespund cu cele indicate de firma constructoare (maxime sau nominale), se procedează la reglarea pompei.

Uniformitatea debitării elementilor pompei de injecţie se obţine după o metodică similară cu a determinării debitului maxim sau nominal.

De obicei, se calculează gradul de neuniformitate cu relaţia:

$$N = \frac{V_{max} - V_{min}}{V_{med}} 100 \quad [\%],$$

în care V_{max} şi V_{min} reprezintă cantităţile maximă, respectiv minimă de combustibil la elementii pompei, pentru un anumit număr de cicluri; V_{med} este debitul mediu obţinut prin $\frac{1}{2}(V_{max} + V_{min})$.

Comparînd neuniformitatea debitării calculată cu cea indicată (de obicei este indicată de firma constructoare), se poate aprecia calitatea reglării pompei de injecţie.

Neuniformitatea admisă la regimul nominal este $N \leqslant 3\%$, iar la pornire şi mers în gol (ralanti) $N \leqslant 10\%$.

Reglarea uniformităţii debitării se realizează prin rotirea pistonului plonjor în raport cu sectorul dinţat de acţionare sau prin

deplasarea furcii care comandă rotirea pistonului pe tija de acționare.

Avansul la injecție, respectiv începutul debitării fiecăruia din elementii pompei, se poate testa și regla pe stand sau direct pe motor.

Pe stand, momentul începerii injecției se poate determina prin intermediul unui dispozitiv cu comparator sau cu momentoscopul electric care funcționează pe principiul stroboscopic (fig. 4.9). Cînd cama 1, prin intermediul elementului 2, comandă ridicarea acului 3, contactele ruptorului 4 se desfac, ceea ce creează în circuitul secundar al bobinei de inducție 5, o tensiune mare, care aprinde becul cu neon 6. Prin vizorul 7 se citește diviziunea de pe discul gradat 8, care, prin efect stroboscopic, apare ca fixă (durata iluminării fiind mai mică de 1/100 s).

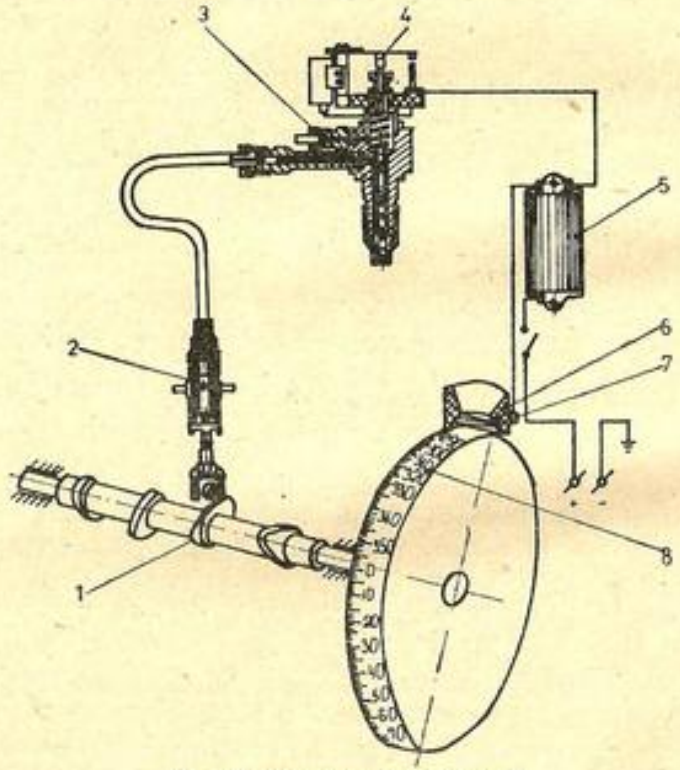


Fig. 4.9. Momentoscop stroboscopic.

Dacă momentul injecției determinat la stand nu corespunde cu cel indicat de firma constructoare, se procedează la reglarea acesfuia.

Reglarea avansului la injecție se face prin intermediul șurubului de reglare (v. fig. 1.96). Prin înșurubare sau deșurubare, se obține unghiul de avans indicat în notița tehnică. Repetînd operația, se obține uniformizarea avansului de injecție, pentru toți elementii pompei de injecție.

Pe motor, unghiul de avans la injecție se testează cu ajutorul momentoscopului (fig. 4.10.). Acesta, prin intermediul piuliței 1, se montează în capul pompei de injecție în locul conductei de înaltă presiune. Prin rotirea arborelui pompei de injecție, tubul de sticlă 2 se umple cu motorină. Se consideră ca moment al începerii refulării combustibilului (avans la injecție) momentul în care nivelul motorinei în tub începe să crească. Se apreciază unghiul corespunzător pe coroana volantului față de *pms*, și dacă acesta nu corespunde cu valoarea unghiului prescrisă, se procedează la reglarea începutului refulării. Pentru ceilalți elementi ai pompei de injecție, testarea și reglarea se face în funcție de ordinea de funcționare.

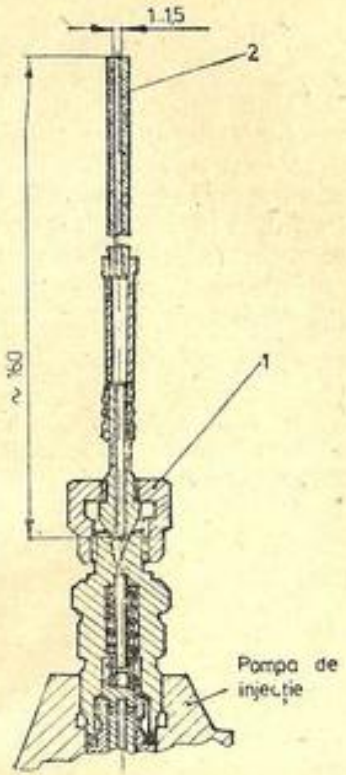


Fig. 4.10. Momentoscop hidraulic.

Prin această ultimă metodă se fac erori relativ mari, fiind indicată numai pentru reglaje provizorii, de scurtă durată.

4.4. TESTAREA ȘI REGLAREA INSTALAȚIEI DE APRINDERE DE LA MAS

Deoarece circa 50% din defecțiunile care se produc la MAS se datoresc instalației de aprindere (v. subcap. 1.5.3), testării acesteia i se acordă o importanță deosebită.

Un tester electronic permite testarea avansului la producerea scînteii electrice şi a diferenţei unghiurilor de avans între cilindri, a unghiurilor corespunzătoare deschiderii şi închiderii contactelor ruptorului pentru fiecare cilindru, a stării contactelor ruptorului şi a distanţei dintre acestea, a stării condensatorului şi a bobinei de inducţie, precum şi a înfăşurărilor primare şi secundare, a tensiunii maxime produse de bobina de inducţie la mersul în gol şi în sarcină. De asemenea, permite testarea bujiilor, a diferenţei de putere între cilindri etc.

Dintre testerele utilizate mai frecvent se amintesc cele ale firmelor: SUN, ELKON, BOSCH, PAL, SOURIAN.

În figura 4.11 se redă ansamblul unui tester Paltest JT 251 (R.S.C.), iar în figura 4.12 cel al unui tester Sun.

Pentru a putea efectua o testare corectă, este necesar să se cunoască modul de variaţie a intensităţii şi a curentului în instalaţia de aprindere.

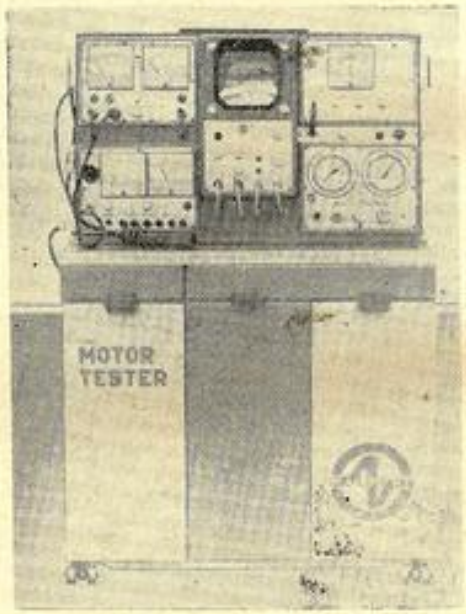
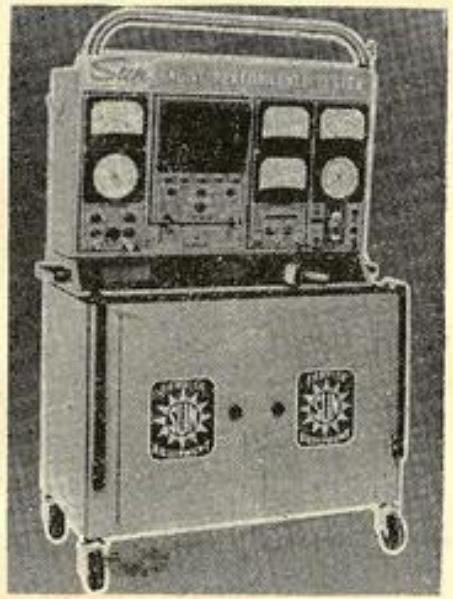
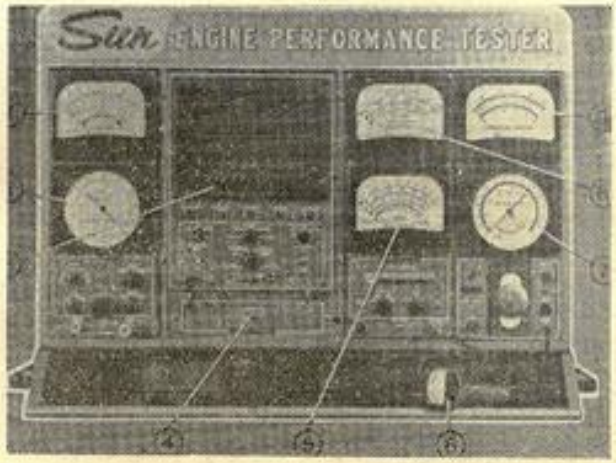


Fig. 4.11. Ansamblul testerului electronic JT 251 (R.S.C.).



a



b

Fig. 4.12. Ansamblul testerului electronic SUN;
a — ansamblul testerului; b — panoul de comandă.

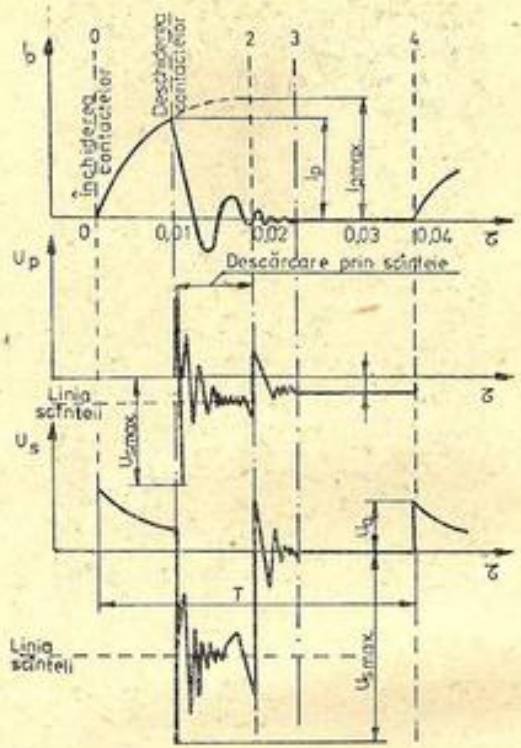


Fig. 4.13. Curbele teoretice de variaţie a intensităţii curentului şi tensiunii.

În figura 4.13 sînt redate curbele teoretice de variaţie a intensităţii curentului din circuitul primar I_p, a tensiunii din circuitul primar U_p (la condensator) şi a tensiunii în circuitul secundar U_s. Porţiunea 0—1 corespunde unghiului de închidere a contactelor ruptorului; 1—2 redă durata şi natura descărcării prin scînteie; 2—3 redă oscilaţiile corespunzătoare disipării energiei remanente din bobina de inducţie şi condensator, iar 3—4 corespunde situaţiei în care procesele oscilatorii s-au încheiat, însă contactele ruptorului sînt încă deschise.

Amplitudinea curbei de variaţie a tensiunii secundare, în punctul 1, reprezintă tensiunea ce ia naştere în înfăşurarea secundară a bobinei de inducţie, în momentul producerii scînteii.

Curbele reale de variaţie a tensiunii primare şi secundare prezintă unele abateri faţă de cele teoretice. Astfel, curba de variaţie a tensiunii primare, obţinută pe ecranul osciloscopului de la un tester de tip SUN, este redată în figura 4.14. Semnalul producerii tensiunii primare corespunde momentului deschiderii contactelor ruptorului, cînd apare amplitudinea maximă U_{p1}. Deoarece circuitul primar acţionează ca un circuit oscilant, tensiunea U_{p1} şi energia remanentă care o însoţeşte creează o serie de oscilaţii faţă de valoarea medie a tensiunii U_{p1}. Aceasta nu corespunde cu linia zero a osciloscopului, datorită ionizării gazelor dintre electrozii bujiei, creindu-se astfel un curent care străbate şi circuitul primar deplasînd valoarea medie a tensiunii oscilante în domeniul valorilor pozitive.

Cînd are loc întreruperea arcului dintre electrozii bujiei (punctul 1), curba de variaţie a tensiunii primare suferă o cădere bruscă, urmată de oscilaţii amortizate (datorită bobinei şi condensatorului), în jurul tensiunii medii U_{p3}, corespunzătoare tensiunii de la bornele bateriei de acumulatoare. Odată cu închiderea contactelor ruptorului, tensiunea în circuitul primar (la condensator) devine egală cu zero. Se poate deci determina şi unghiul corespunzător închiderii contactelor ruptorului (unghiul Dwell).

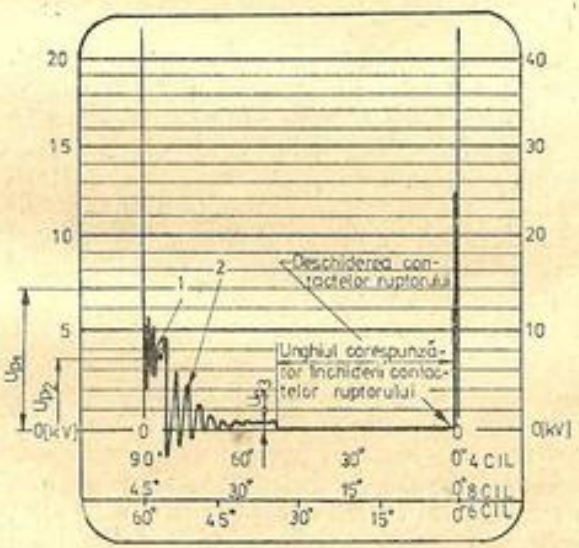


Fig. 4.14. Curba reală de variaţie a tensiunii primare.

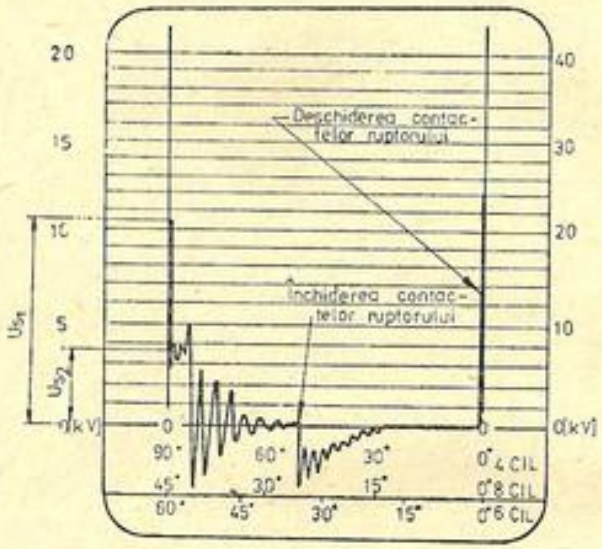


Fig. 4.15. Curba reală de variaţie a tensiunii secundare.

În figura 4.15 este redată curba de variaţie a tensiunii secundare. Se observă că la deschiderea contactelor ruptorului se produce o variaţie bruscă a tensiunii pînă la valoarea U_{s1}, care asigură ionizarea gazelor dintre electrozii bujiei, după care tensiunea scade la valoarea medie U_{s2} ca urmare a creşterii conductibilităţii mediului dintre electrozi. Energia remanentă, conduce la modificarea tensiunii pînă la o valoare medie apropiată de linia zero a osciloscopului. La închiderea contactelor apare o tensiune de autoinducţie, de semn negativ. Oscilaţiile acestei tensiuni se amortizează treptat, valoarea tensiunii revenind la zero.

Pentru testarea elementelor componente ale instalaţiei de aprindere este necesar să se cunoască unele imagini caracteristice ale curbelor de variaţie a tensiunii (curbe etalon), pentru diferite defecţiuni mai frecvente.

Testarea contactelor ruptorului se realizează urmărind curba de variaţie a tensiunii în circuitul primar (fig. 4.16 a). Mărirea rezistenţei circuitului primar, ca urmare a oxidării şi arderii contactelor, se manifestă prin reducerea valorii tensiunii $U'_{p1} << U_{p1}$.

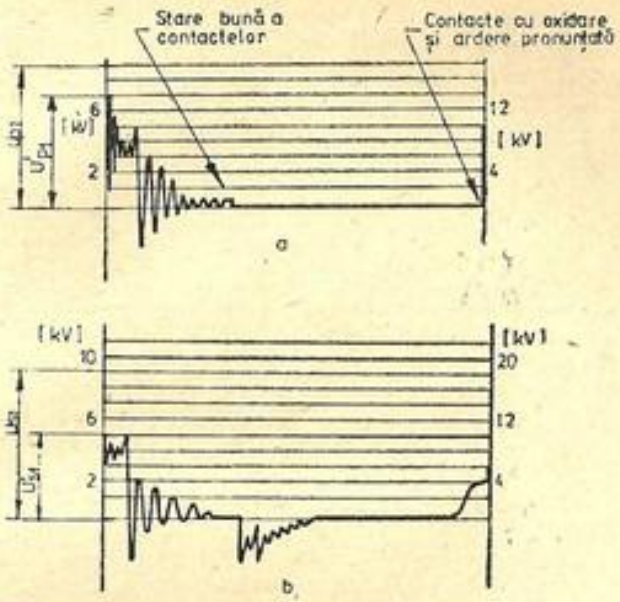


Fig. 4.16. Curbe caracteristice în cazul unor defecţiuni la contactele ruptorului.

La oxidarea şi arderea contactelor, apare o imagine deformată a curbei tensiunii şi în circuitul secundar (fig. 4.16 b). Se remarcă reducerea valorii maxime a tensiunii $U'_{s1} << U_{s1}$, reducerea amplitudinii oscilaţiilor, precum şi variaţia nedefinită a tensiunii la deschiderea contactelor.

Testarea condensatorului se referă la stabilirea stării izolaţiei şi a imperfecţiunilor care apar la legarea acestuia în circuit.

Defectarea izolaţiei (echivalentă din punct de vedere electric cu legarea unei rezistenţe în paralel cu plăcile condensatorului), se manifestă prin reducerea amplitudinii oscilaţiilor (fig. 4.17 a), iar defectarea legării condensatorului în circuit (echivalentă cu legarea unei rezistenţe în serie cu condensatorul) are ca urmare reducerea doar a oscilaţiilor tensiunii care apar imediat după deschiderea contactelor (zona 1), fără a fi influenţate oscilaţiile specifice dispariţiei arcului (zona 2) dintre electrozii bujiei (fig. 4.17 b).

Testarea bobinei de inducţie urmăreşte de obicei stabilirea scurtcircuitării înfăşurării primare sau secundare, alte defecţiuni

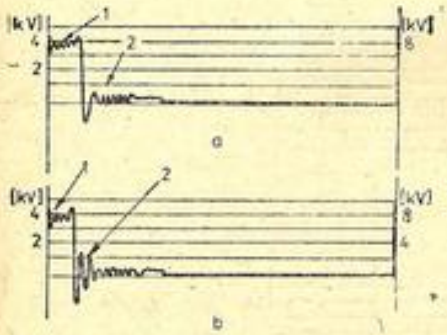


Fig. 4.17. Curbe caracteristice în cazul unor defecţiuni la condensator.

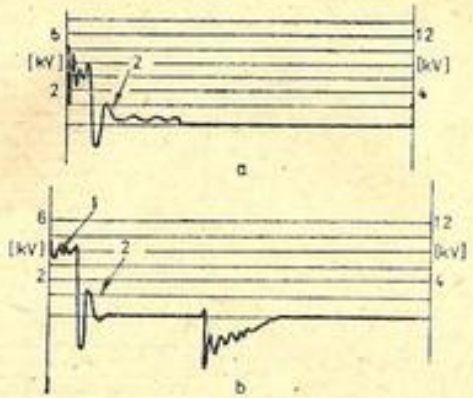


Fig. 4.18. Curbe caracteristice în cazul unor defecţiuni la bobina de inducţie.

făcînd imposibilă funcţionarea motorului. Scurtcircuitarea înfăşurării primare influenţează sensibil amplitudinea oscilaţiilor ce se produc după anularea arcului dintre electrozii bujiei (fig. 4.18 a), iar scurtcircuitarea înfăşurării secundare influenţează amplitudinea oscilaţiilor de tensiune în ambele zone 1 şi 2 (fig. 4.18 b).

Testarea şi reglarea polarităţii circuitului primar şi secundar pune în evidenţă dacă instalaţia de aprindere este conectată corect la bateria de acumulatoare*. În acest sens osciloscoapele sînt prevăzute cu comutatoare de polaritate, pe care sînt marcate semnele plus şi minus, corespunzînd polului conectat la masă.

Dacă comutatorul este aşezat în poziţie corectă şi totuşi apare un semnal de tensiune primară răsturnat, este un indiciu că s-a legat la masă celălalt pol al bateriei de acumulatoare, fiind necesar a se schimba. Cînd pe osciloscopul testerului apare o imagine ca în figura 4.19, rezultă că bobina de inducţie are bornele conectate invers.

Testarea bujiilor se face pe baza comparării valorilor maxime ale tensiunii pentru toţi cilindrii. Tensiunea maximă în circuitul secundar (inclusiv bujiile) nu trebuie să depăşească 10 kV, iar abaterea maximă admisă între cilindri este de ±1,5 kV**.

* Sînt instalaţii de aprindere cu polarităţi diferite (cu polul plus sau minus legat la masă).
** STAS 5518—80.

Fig. 4.19. Curba caracteristică a schimbării polarităţii bobinei de inducţie.

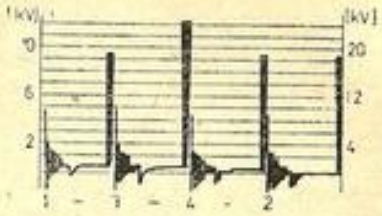
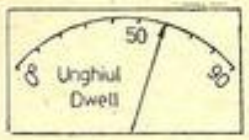


Fig. 4.20. Curbe caracteristice unor bujii cu reglare corectă şi incorectă a distanţei dintre electrozi.

În figura 4.20 este redată imaginea curbei de variaţie a tensiunii bujiilor pentru un motor cu ordinea de aprindere 1-3-4-2 (Dacia—1100; Dacia—1300 ş.a.), de unde se observă că la cilindrul 4 valoarea maximă a tensiunii este mărită ca urmare a unei distanţe prea mari între electrozii bujiei.

Testarea şi reglarea unghiului de închidere a contactelor ruptorului (fig. 4.21) se realizează cu Dwell-metrul.

Unghiul de închidere a contactelor ruptorului (unghiul Dwell) se exprimă în grade sau procente.



Cînd se exprimă în procente, unghiul Dwell Dw se obţine prin raportul dintre unghiul de închidere a contactelor φ_D* şi unghiul dintre două aprinderi succesive ale motorului φ_0:

$$Dw = \frac{\varphi_D}{\varphi_0} 100 \quad [\%].$$

Pentru un motor, în patru timpi cu patru cilindri, dacă unghiul dintre două aprinderi succesive $\varphi_0 = 90°$ şi unghiul $\varphi_D = 60°$, rezultă $Dw = \frac{60}{90} 100 = 66{,}6\%$.

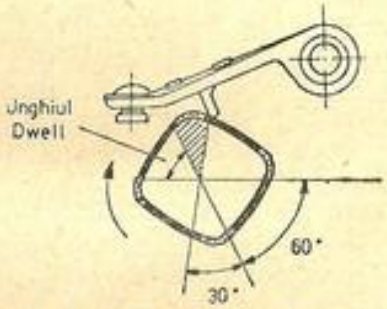


Fig. 4.21. Schema testării unghiului de închidere a contactelor ruptorului (unghiul Dwell).

În tabelul 4.3 sînt indicate valorile de reglare ale instalaţiilor de aprindere pentru o serie de automobile.

* Se numeşte şi unghiul Dwell, exprimat în grade de rotaţie a axului ruptor-distribuitor.

Tabelul 4.3

Valorile de reglare ale instalațiilor de aprindere pentru unele automobile

Tipul automobilului	Nr. de cilindri	Ordinea de aprindere	Avansul inițial la aprindere, °RAC	Avansul total, °RAC	Distanța între contactele ruptorului, mm	Valoarea unghiului de închidere a contactelor, Dwell	Distanța între electrozii bujiei, mm
Dacia 1100	4	1–3–4–2	0°±1°	52–57	0,4–0,5	57°±3°	0,6–0,7
Dacia 1300	4	1–3–4–2	0°±1°	–	0,4–0,5	57°±3°	0,6–0,7
Fiat 850	4	1–3–4–2	10°	28°	0,43–0,48	60°	0,6
Fiat 1300–1500	4	1–3–4–2	12°	45°	0,43–0,48	57°–63°	0,5–0,6
Fiat 125	4	1–3–4–2	10°	34°	0,4–0,5	60°	0,5–0,6
Skoda 1000 MB	4	1–3–4–2	6°	40°–48°	0,4–0,5	55°	0,7–0,8
Moskvici 408	4	1–3–4–2	10°	–	0,38–0,43	48°–52°	0,75–0,6
Renault 16	4	1–3–4–2	0°±1°	63°	0,4–0,5	57°±3°	0,6–0,7

Testarea și reglarea avansului la producerea scînteii electrice se efectuează prin intermediul dispozitivului prevăzut cu lampă stroboscopică, existent la majoritatea testerelor.

Pentru testere trebuie cunoscută valoarea avansului static, determinat la turații mici ale motorului, cînd nu intră încă în funcțiune dispozitivul centrifugal de reglare a avansului. De asemenea, se anulează influența dispozitivului de avans pneumatic, prin desprinderea tubului de legătură de la carburator. Testarea avansului centrifugal și pneumatic presupune măsurarea turației și depresiunii în sistemul de admisie, mărimi ce se determină cu aparatele existente în componența testerelor.

Unghiul de avans total se obține însumînd algebric avansul static, centrifugal și pneumatic.

Pentru testare și reglare trebuie cunoscută semnificația și amplasarea reperelor indicate în notițele tehnice ale automobilelor.

Testarea diferenței de putere între cilindri se realizează prin suprimarea aprinderii la cilindrul verificat și măsurarea căderii de turație. O apreciere fidelă a diferenței de putere între cilindri presupune testarea prealabilă a întregii instalații de aprindere și remedierea defecțiunilor.

4.5. TESTAREA ȘI REGLAREA MECANISMULUI DE DISTRIBUȚIE A GAZELOR

Pentru a stabili cauzele defecțiunilor mecanismului de distribuție (v. subcap. 1.5.1), care se manifestă prin zgomote de natură mecanică, mărirea consumului de ulei, fum albastru la evacuare și funcționare neuniformă a motorului, este utilă testarea prin ascultarea motorului*.

În mecanismul de distribuție apar zgomote puternice atunci cînd jocul dintre supapă și culbutor are valori prea mari, datorită uzurii sau dereglării. În astfel de cazuri, contactul culbutorului cu supapa și așezarea acesteia pe scaun produc șocuri și zgomote detectabile în partea superioară a chiulasei.

Testarea se face cu stetoscopul. În figura 4.22 este redat un stetoscop tranzistorizat, compus din tija de palpare 1 (traductor cu cuarț), blocul electronic de amplificare 2, bateriile de alimentare 3 și receptorul 4, care transformă semnalele electrice în semnale acustice.

Cînd jocurile au valori mari, zgomotele produse se aud distinct și fără stetoscop.

Dacă jocurile prea mari se datoresc uzurii culbutorilor (fig. 4.23), reglajul distribuției cu ajutorul lerelor devine neconcludent, trebuind să fie luate măsuri de remediere a uzurii.

Valorile jocurilor termice, pentru unele din motoarele de autovehicule, sînt redate în tabelul 4.4.

* Testarea motorului prin „ascultare" este o metodă empirică și depinde în foarte mare măsură de calificarea mecanicului.

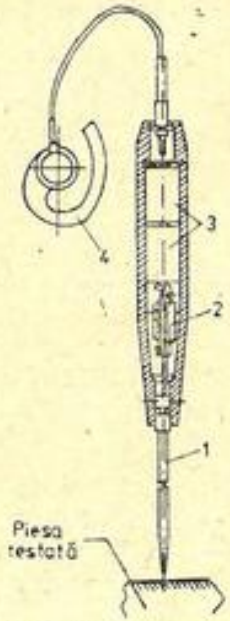


Fig. 4.22. Stetoscop.

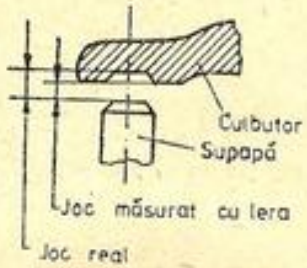


Fig. 4.23. Schema măsurării şi reglării incorecte a jocului termic pentru mecanismul de distribuţie a gazelor.

Tabelul 4.4

Valorile jocurilor termice pentru unele autovehicule

Tipul autovehiculului	Cilindreea cm³	Ordinea de funcţionare	Jocul supapei de admisie mm	Jocul supapei de evacuare mm
Dacia 1100	1108	1–3–4–2	0,15	0,20
Dacia 1300	1289	1–3–4–2	0,15	0,20
Carpaţi, Bucegi	5,03	1–5–4–8 –6–3–7–2	0,40	0,45
ARO L–25	2,495	1–2–4–3	0,45	0,45
Fiat 850	843	1–3–4–2	0,15	0,15
Renault 16 TL	1470	1–3–4–2	0,20	0,25
Renault 15 TL	1289	1–3–4–2	0,05	0,20
Citroen Dyane 6	602	—	0,20	0,20
Moskvici 408	1478	1–3–4–2	0,15	0,15
D 135 797–05	5490	1–5–3–6 –2–4	0,21	0,34
	10350	1–5–3–6 –2–4		
U–650	4760	1–3–4–2	0,40	0,45
U–400	2340	1–2–3	0,20	0,25

Testarea fazelor distribuţiei se referă la stabilirea duratei totale a proceselor de admisie şi evacuare şi a momentelor de deschidere şi închidere a supapelor.

O testare precisă şi rapidă se realizează cu stroboscopul.

La MAS, stroboscopul se conectează în circuitul secundar de aprindere, pe ramura de alimentare a bujiei cilindrului testat. Momentul producerii impulsului luminos de către stroboscop poate fi modificat în raport cu momentul producerii scînteii electrice. Unghiul corespunzător producerii impulsului luminos se poate urmări pe un cadran indicator.

În vederea testării, se demontează capacul culbutorilor*, se conectează stroboscopul în circuitul de alimentare a cilindrului testat se porneşte motorul şi se aduce la o turaţie de circa 1200 rot/min. Cînd producerea impulsului luminos a fost reglată pentru avans zero, aceasta se va produce exact în momentul producerii scînteii electrice la cilindrul respectiv. Se îndreaptă fasciculul luminos spre supapa de evacuare şi se întîrzie apoi treptat momentul apariţiei lui pînă corespunde cu începutul ridicării supapei (fig. 4.24). Se obţine astfel unghiul φ_1 din momentul producerii scînteii electrice pînă în momentul începerii ridicării supapei de evacuare, iar repetînd operaţia, se obţine unghiul φ_2 corespunzător momentului de aşezare a supapei pe scaunul său. Prin diferenţa $\varphi_2 - \varphi_1 = \varphi_{ev}$, se obţine unghiul φ_{ev} corespunzător procesului de evacuare. O precizie ridicată presupune o menţinere riguros constantă a turaţiei în timpul testării.

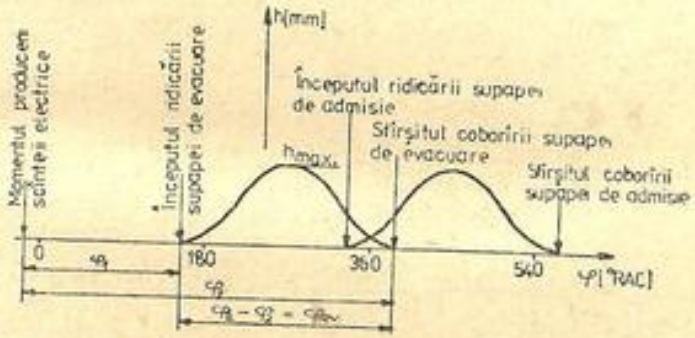


Fig. 4.24. Variaţia cursei supapelor de admisie şi evacuare în funcţie de φ.

* Pentru evitarea stropirii cu ulei se aplică un ecran de protecţie.

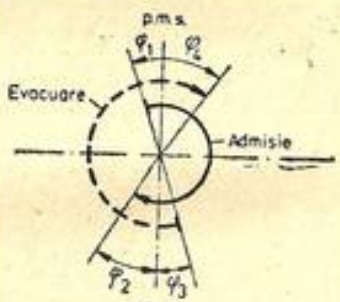
Similar se procedează şi pentru supapa de admisie, iar în final se compară datele obţinute cu cele indicate de constructor. Dacă abaterile sînt mai mari de 10 ... 15% (la o reglare corectă a jocurilor termice între culbutor şi supapă), este un indiciu al uzării avansate a pieselor mecanismului de distribuţie.

Unghiurile de avans şi întîrziere la deschiderea şi închiderea supapelor de admisie şi evacuare pentru unele autovehicule rezultă din tabelul 4.5.

Tabelul 4.5

Valorile unghiurilor de avans şi întîrziere la deschiderea şi închiderea supapelor de admisie şi evacuare

Tipul motorului	Valoarea unghiurilor °RAC				Observaţii
	φ_1	φ_2	φ_3	φ_4	
IMS 59 A	21	70	60	73	
SR 211	12	54	58	8	
M–207	12	57	58	8	
ARO L–25	12	57	58	8	
Dacia 1100	10	34	46	10	
Dacia 1300	20	60	60	20	
D–110	30	72	66	28	
D 135797-05	11	41	55	5	
D 2156 HMN 8	7	39	43	9	



4.6. TESTAREA POLUĂRII PRODUSE DE MOTOARELE PENTRU AUTOVEHICULE

4.6.1. TESTAREA POLUĂRII CHIMICE ŞI POSIBILITĂŢI DE REDUCERE A ACESTEIA

Prin testarea poluării chimice se urmăreşte determinarea conţinutului de substanţe poluante (oxid de carbon CO, oxizi de azot NO_x, hidrocarburi C_mH_n şi fum) din gazele de evacuare, pentru a putea apoi acţiona asupra cauzelor care le produc (v. subcap. 1.6.1).

Testarea oxidului de carbon se realizează cu două tipuri de aparate: electrice şi cu raze infraroşii.

Aparatele electrice sînt cele mai răspîndite. Funcţionarea acestora se bazează pe efectul creşterii cu temperatura a rezistenţei electrice a unui fir din platină, datorită căldurii de reacţie ce rezultă prin arderea catalitică a elementelor combustibile din gazele de evacuare, dintre care oxidul de carbon are ponderea cea mai mare.

Schema unui aparat electric pentru determinarea CO este redată în figura 4.25. Partea principală a aparatului o constituie puntea Wheatstone, compusă din rezistenţa de măsură 1 încălzită la 700 ... 800°C şi rezistenţa etalon 2. În spaţiul prevăzut cu rezistenţa etalon confecţionată din platină intră aer filtrat de filtrul 3 şi dozat de jiclorul 4.

Gazele de evacuare sînt separate şi răcite prin separatorul cu serpentină 5, de unde o parte din gaze sînt aspirate în spaţiul de măsură 1, prin filtrul 6 şi orificiul calibrat 7, de către pompa 8. Prin pompa cu membrană 9 se aspiră o parte din gaze şi aer (care în prealabil este trecut peste rezistenţa etalon, unde ard eventualele componente combustibile). În camera de măsură are loc arderea componentelor combustibile din gazele de evacuare, şi anume CO (şi o mică parte de H_2).

La aparatul indicator se urmăreşte conţinutul de CO. Deoarece conţinutul de CO este proporţional cu dozajul, aparatul indicator poate fi etalonat şi pentru testarea dozajului.

Ansamblul unui aparat electric pentru testarea CO este redat în figura 4.26.

Aparatele cu raze infraroşii se bazează pe

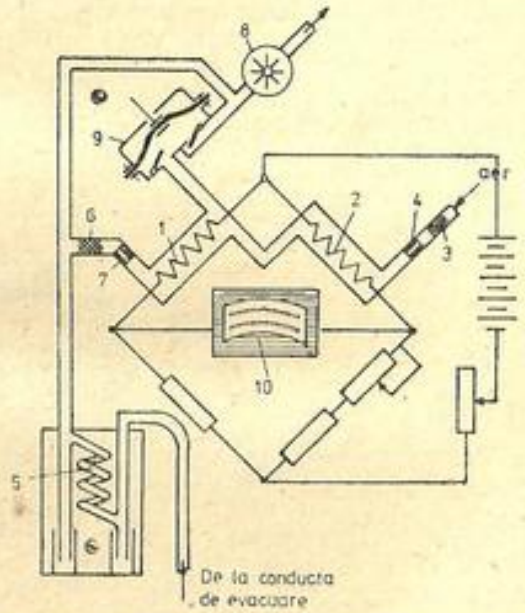


Fig. 4.25. Schema unui aparat electric pentru testarea CO.

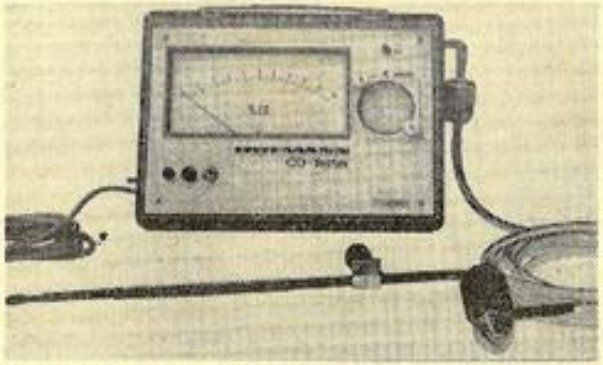


Fig. 4.26. Ansamblul unui aparat electric pentru testarea CO.

proprietatea gazelor poliatomice cu structuri eterogene de a absorbi în mod selectiv energia radiantă în infraroşu, în funcţie de lungimea de undă. Absorbţia se măsoară cu un detector (fotometru).

Ansamblul unui aparat pentru testarea CO cu raze infraroşii, este redat în figura 4.27.

Metodica testării CO cu aparatele electrice şi cu infraroşii presupune ca instalaţia de aprindere a motorului să fie perfect reglată, motorul să fie adus la regimul termic normal (temperatura uleiului să fie mai mare de 60°C).

Fig. 4.27. Ansamblul unui aparat cu raze infraroşii pentru testarea CO.

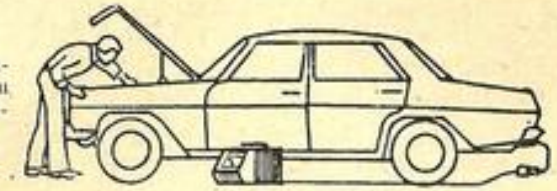


Fig. 4.28. Modul de montare a aparatului pentru testarea CO la autovehicul.

Înainte de testare, aparatul se aduce la zero, apoi se introduce sonda în conducta de evacuare a autovehiculului pe o adîncime de 250 ... 300 mm, pentru a evita pătrunderea aerului fals, după care se face legătura între sondă şi aparat şi se citeşte conţinutul de CO (v. fig. 4.28).

La funcţionarea motorului la ralanti (700 ... 800 rot/min), citirile se fac după stabilizarea acului indicator (circa 120 s). La acest regim, conţinutul de CO trebuie să fie sub 4,5% (limita admisă în R. S. România).

Un conţinut de CO mai mare de 4,5% la ralanti, arată că amestecul este prea bogat şi că trebuie reglată carburaţia. În acest caz, cînd aparatul are şi scală pentru urmărirea dozajului (fig. 4.29) acul indicator se va afla în zona „amestec bogat" (valori mai mici de 13).

Dacă la mărirea turaţiei motorului la 2000 ... 3000 rot/min, acul indicator se stabilizează la valori ale dozajului mai mici de 12, este de asemenea un indiciu că amestecul este prea bogat, trebuind reglată carburaţia sau înlocuit (curăţit) filtrul de aer. Cînd acul indicator se stabilizează la valori ale dozajului mai mari de 14, este un indiciu că amestecul este prea sărac, cauza putînd fi: nivelul prea coborît al benzinei în camera de nivel constant, înfundarea jicloarelor etc.

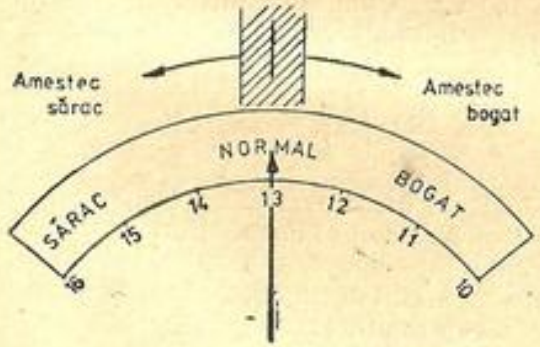


Fig. 4.29. Scala unui tester pentru stabilirea calităţii amestecului (dozajului).

Funcționarea pompei de accelerație se testează la o turație a motorului de 1200 ... 1400 rot/min, prin accelerare bruscă. Dacă conținutul de CO crește rapid (amestec bogat), pompa de accelerație funcționează corect, în caz contrar trebuie reglată.

Testarea oxizilor de azot se face cu aparate cu raze infraroșii pentru NO, și cu raze ultraviolete pentru NO_2 [34].

Testarea hidrocarburilor se face cu aparate cu ionizare și aparate cu raze infraroșii [34].

Testarea gradului de fum se poate efectua cu trei tipuri de aparate avînd: filtrare continuă, filtrare discontinuă (aparate construite de firma Bosch) și cu aparate bazate pe absorbția luminii (principiul Hartridge).

În cazul unui aparat construit pe principiul absorbției luminii, gradul de fum se exprimă printr-o scară convențională liniară, între două valori limită, numindu-se grad (indice) de fum I_F. Valoarea 0% corespunde absorbției luminii în aer curat, iar 100% absorbției totale a luminii, în cazul unui fum foarte dens.

La un anumit aparat, gradul de fum exprimat în procente, se obține cu relația:

$$I_F = \frac{I_0 - I}{I_0} 100 \ [\%], \tag{4.1}$$

în care I_0 este indicația miliampermetrului conectat în circuitul celulei fotoelectrice în absența fumului, iar I în prezența fumului între sursa de lumină și celula fotoelectrică.

Deoarece valorile obținute cu relația (4.1) diferă de lungimea (L) coloanei de fum (tubului) dintre sursa de lumină și celula fotoelectrică este necesar a se raporta gradul de fum la o lungime convențională a tubului de 100 mm. Cînd curentul produs de celula fotoelectrică variază liniar cu iluminarea, gradul de fum se determină astfel:

$$I_F = \frac{100}{L} \lg\left(\frac{I_0}{I}\right). \tag{4.2}$$

Pentru testarea gradului de fum se recomandă aparatul (fummetrul) realizat de un colectiv, în cadrul Facultății de mecanică de la Institutul politehnic din Cluj-Napoca, din piese indigene.

Schema principială a aparatului, care respectă prescripțiile STAS 10474—76, este redată în figura 4.30.

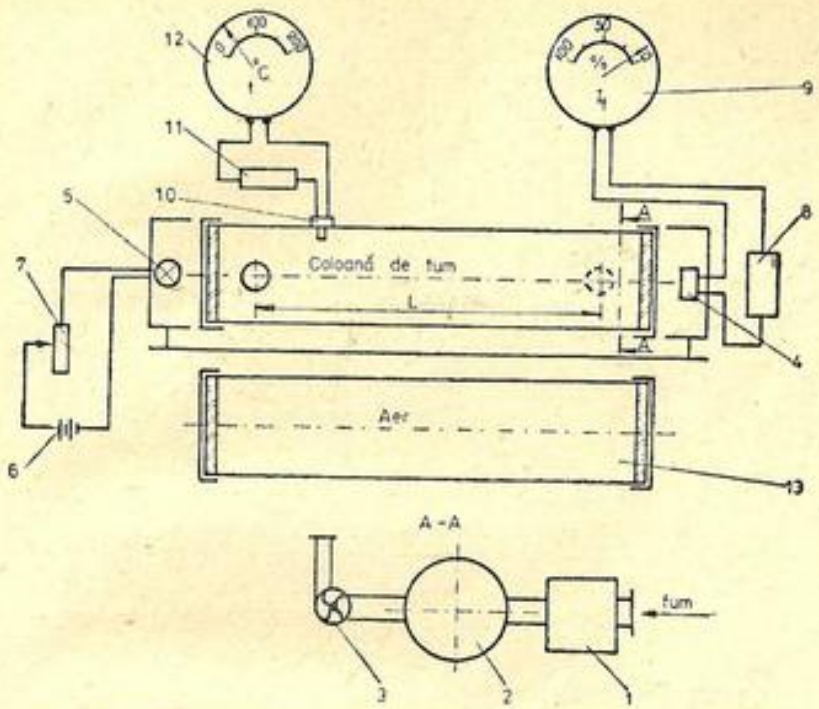


Fig. 4.30. Schema aparatului pentru testarea gradului de fum la MAC.

Fumul este introdus în aparat prin intermediul unei sonde racordată la dispozitivul 1 pentru reglarea presiunii, iar evacuarea fumului din tubul de măsurare 2 este realizată de către ventilatorul 3. Celula fotoelectrică 4 este iluminată de către becul 5, alimentat de la bateria 6. Iluminarea poate fi reglată prin potențiometrul 7. Curentul fotoelectric este amplificat prin blocul de amplificare 8, iar prin miliampermetrul 9 se determină indicele (gradul) de fum.

Temperatura coloanei de fum se măsoară cu traductorul 10, blocul de amplificare 11 și aparatul indicator 12. Tubul de aer 13 servește pentru reglarea la zero a aparatului.

Schema instalației electrice a aparatului (fig. 4.31) se compune din becul 1 de 30 W, potențiometrul 2, bateria de acumulatoare 3 de 12 V, celula fotoelectrică 4. Curentul furnizat de celula fotoelectrică este amplificat de tranzistorul 5, iar la miliampermetrul mA_1 se citește curentul produs, respectiv indicele de fum. Dioda

Rezultate mai favorabile, atît din punct de vedere al poluării mediului ambiant, cît şi al reducerii consumului de combustibil, se obţin în cazul unor limite de fum severe şi diferenţiate, în funcţie de cilindreea motoarelor.

4.6.2. TESTAREA POLUĂRII SONORE

Pentru testarea poluării sonore (zgomotului) produs de autovehicule, servesc diferite tipuri de aparate denumite sonometre sau fonometre.

În principiu, un sonometru (fig. 4.33) se compune din: microfonul 1, amplificatorul 2, filtrele ponderatoare 3, atenuatorul 4 şi aparatul indicator 5 sau înregistrator 6.

Ansamblul sonometrului de precizie tip 2203 (Brüel & Kjaer) este redat în figura 4.34. Aparatul este alimentat de la baterie, iar împreună cu setul de filtre tip 1613, care au 12 poziţii, de la frecvenţa de 31,5 Hz la 31.500 Hz, formează un analizor compact de zgomot, de precizie ridicată. Domeniul de măsurare este 19 ... 140 dB.

Circuitele de ponderare A, B şi C corespund curbelor de ponderare respective, care trebuie precizate la efectuarea măsurării.

Poziţia „Lin" indică nivelul global al zgomotului, iar „Ext. Filt" se utilizează la conectarea filtrului exterior. Poziţiile din dreapta butonului 2 „Slow" se utilizează cînd se impune o amortizare puternică a acului galvanometrului 4, iar cele din stînga, „Fast", pentru o amortizare normală. Alimentarea sonometrului se conectează prin butonul 2, funcţionarea fiind indicată de lampa de semnalizare 3. Se roteşte apoi butonul 2 în poziţia „Batt", iar dacă acul galvanometrului 4 deviază în zona marcată „Battery", este un indiciu că bateriile sînt bune. Se trece apoi butonul 2 pe una din poziţiile A, B sau C şi se urmăresc indicaţiile aparatului pentru toată gama de frecvenţe din domeniul audibil (pentru fie-

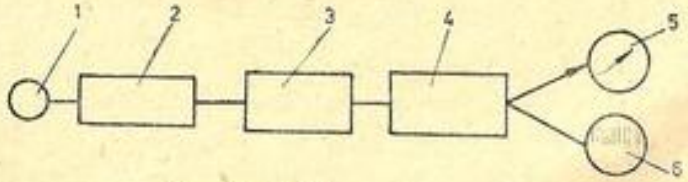


Fig. 4.33. Schema unui sonometru.

care măsurare fiind necesară o trecere a autovehiculului prin faţa microfonului 1).

Pe scala galvanometrului se citesc numai variaţiile nivelului de zgomot între 0—10 dB, care se adaugă la valoarea fixată pe comutatorul 5, obţinîndu-se astfel valoarea absolută a nivelului de zgomot, pentru o anumită frecvenţă.

Pentru testarea zgomotului produs de către un autovehicul în mişcare, microfonul 1 al sonometrului se plasează la 7,5 m de axa autovehiculului (fig. 4.35), conform STAS 6926/15—76.

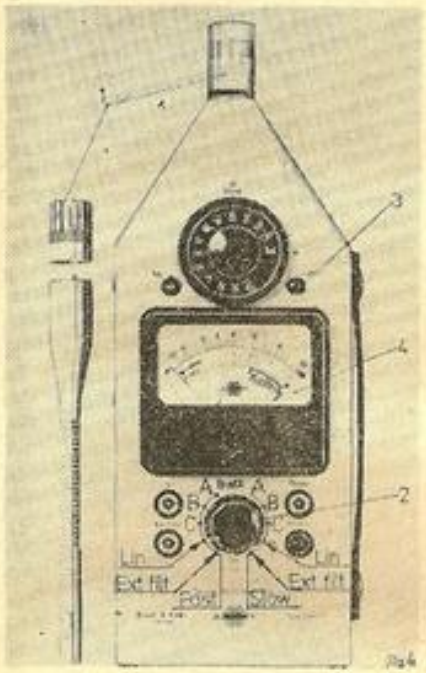


Fig. 4.34. Ansamblul sonometrului Brüel & Kjaer, tip 2203.

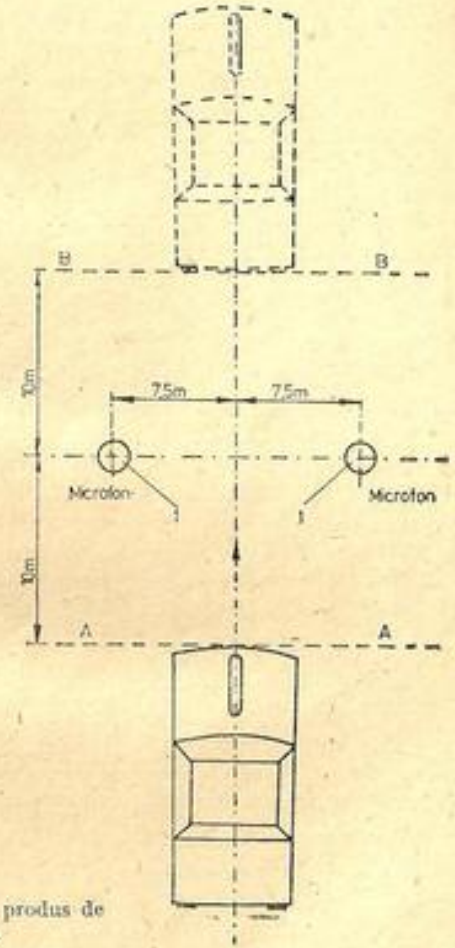


Fig. 4.35. Modul de testare a zgomotului produs de către un autovehicul în mişcare.

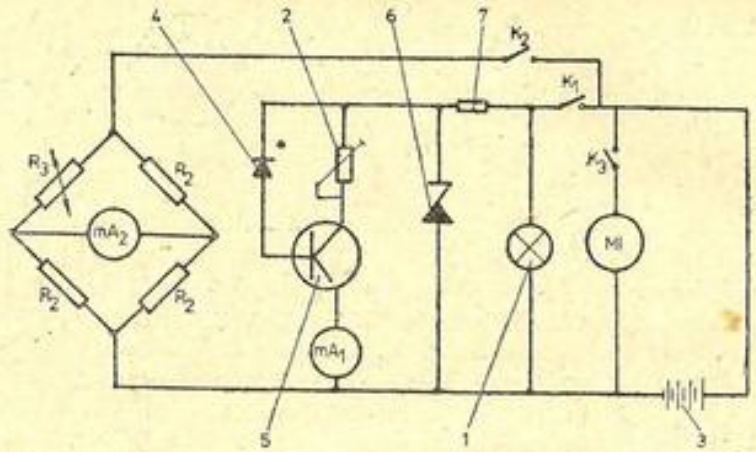


Fig. 4.31. Schema instalației electrice a aparatului pentru testarea gradului de fum.

6 și rezistența 7 servesc pentru stabilizarea tensiunii de alimentare.

Măsurarea temperaturii în tubul cu fum se efectuează prin intermediul unui termistor R_3 montat în punte, iar la miliampermetrul mA_2 se citește temperatura fumului.

Debitul de fum care intră în tubul de măsurare se reglează prin intermediul dispozitivului de reglare a presiunii (fig. 4.32). Fumul intră în dispozitiv prin racordul 1. Supapa 3 asigură menținerea constantă a presiunii fumului, la intrare în tubul de măsurare, prin racordul 2. Condensul se elimină din dispozitiv prin orificiul 4.

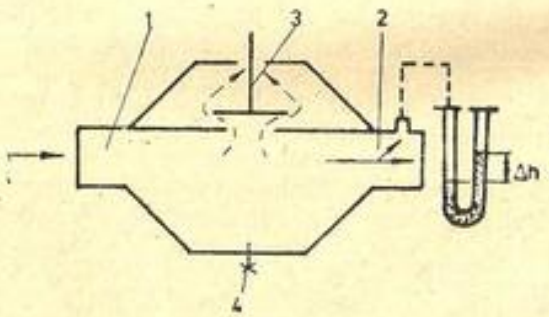


Fig. 4.32. Schema dispozitivului pentru reglarea presiunii fumului la intrare în aparat.

Testarea gradului de fum se face în regim staționar* sau în regim de accelerație (motorul montat pe autovehicul).

În cazul regimului staționar la MAC cu admisie naturală, gradul de fum se determină după caracteristica de turație la sarcină totală, în intervalul de la turația nominală pînă la 1000 rot/min, luînd șase probe de fum, la intervale egale de turație, inclusiv la regimul de moment maxim.

Gradul de fum în regim de accelerație se determină după atingerea regimului termic normal al motorului.

Sonda colectoare a probei de fum în acest caz, se amplasează la o distanță de minimum 5 cm față de secțiunea de ieșire a țevii de evacuare.

Se apasă brusc pe pedala de accelerație, pînă la capăt, testarea repetîndu-se de cel puțin trei ori. Înaintea fiecărei testări, indicatorul aparatului se aduce la zero, prin reglarea potențiometrului.

Se va urmări ca presiunea fumului să fie cuprinsă între 50 ... 100 mm H_2O, iar temperatura între 60 ... 120°C.

Rezultatele testării se compară cu limita de fum admisă.

În tabelul 4.6 se indică limitele de fum impuse la testarea motoarelor diesel în unele țări europene.

Tabelul 4.6

Limite de fum la testarea motoarelor diesel

Țara	Regimul testării	Limita de fum
Franța	Accelerare liberă	Autocamioane $<19t$, $I_F = 50$ Autocamioane $>19t$, $I_F = 60$ Autoturisme, $I_F = 40$
Anglia	Plină sarcină	Autocamioane, $I_F = 35$ Autoturisme, $I_F = 70$
Italia și Belgia	Accelerare liberă	Autocamioane, $I_F = 60$
R.F.G.	Accelerare liberă	Autocamioane, $I_F = 50$ Autoturisme, $I_F = 90$
R.S.R.	Accelerare liberă	Autocamioane, $I_F = 60$

* Conform STAS 10474—76, măsurarea se face la funcționarea motorului pe standul de încercare sau pe autovehicul, acesta fiind, de asemenea, montat pe standul de încercare.

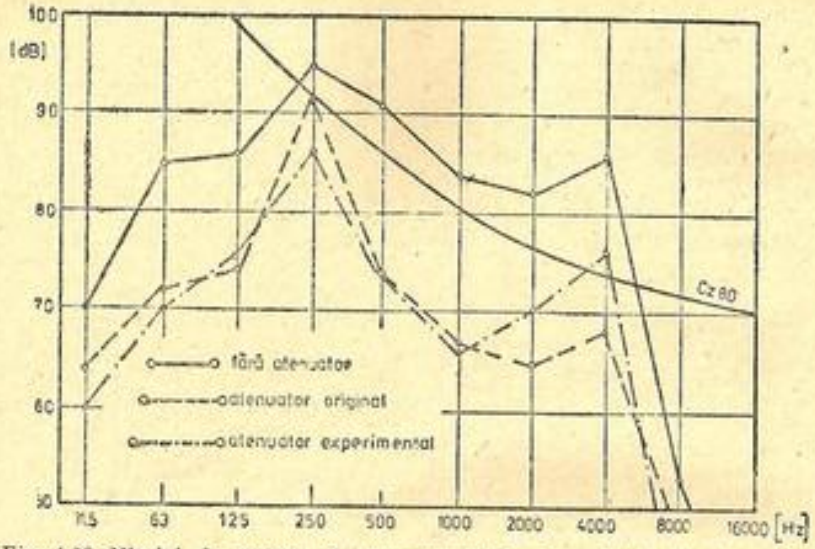


Fig. 4.36. Nivelul de zgomot al autocamionului „Carpați", în diferite condiții de funcționare.

Spectrul zgomotului obținut în urma testării se compară cu curbele de zgomot admise. Pentru autovehiculele rutiere, ca și curbe admise se recomandă curbele C,85, iar pentru condițiile circulației urbane, C,80.

În figura 4.36 se redau rezultatele testării nivelului de zgomot pentru autocamionul „Carpați" echipat cu diferite tipuri de atenuatoare de zgomot la evacuare.

Rezultate mai favorabile se obțin cu atenuatorul experimental care asigură atît reducerea nivelului de zgomot sub curba C,80, cît și un consum mai redus de putere, comparativ cu celelalte atenuatoare.

4.7. TESTAREA CALITĂȚII DE PORNIRE, A STABILITĂȚII ȘI SIGURANȚEI DE FUNCȚIONARE A MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE

Calitățile de pornire ale motoarelor de autovehicule se determină la două temperaturi, una cuprinsă între +15°C și +20°C și alta între —10°C și —15°C. În vederea efectuării ultimei încercări, în sistemul de răcire se introduce lichid antigel, iar în sistemul de ungere, ulei de iarnă, apoi motorul se menține circa 10 ore la temperatura aleasă.

Pentru fiecare temperatură se vor executa cîte trei încercări de pornire, indiferent dacă pornirea a fost corectă sau nu. Cînd prima pornire este nereușită, se exclude. Pornirea care urmează unei încercări nereușite se face după un interval de 5 minute.

O pornire este considerată necorespunzătoare cînd motorul nu pornește după 15 s de la punerea în funcțiune a demarorului.

Calitățile de pornire se apreciază în funcție de: timpul înregistrat de la începerea antrenării motorului de către demaror, pînă la începerea funcționării independente a motorului și numărul de porniri nereușite. Acești indici se obțin ca medie aritmetică a rezultatelor de la cele trei testări de pornire.

Testarea calității de funcționare a motorului se poate face printr-o metodă care determină global starea mecanică de uzură și etanșare, reglajul carburației, aprinderii, distribuției, gazelor etc. O astfel de metodă constă în măsurarea depresiunii din galeria de admisie (v. subcap. 4.2).

La o depresiune înaltă și stabilă cuprinsă între 47 ... 52 mm Hg motorul se consideră că are calități de funcționare bune; la o depresiune stabilă, dar redusă, pot să fie avansuri prea mici, cilindri uzați, etanșări slabe, iar la o depresiune instabilă: carburație dereglată, platine dereglate, supape defecte.

Stabilitatea de funcționare se determină de asemenea, prin 3 încercări a cîte 30 minute, cu motorul funcționînd la sarcină totală și la o turație constantă, egală cu 0,75 n_n (n_n fiind turația nominală) pentru motoarele de automobile și egală cu n_n pentru motoarele de tractoare.

După fiecare încercare de 30 minute, se reduce sarcina motorului la zero, în vederea răcirii apei și uleiului, la circa 50°C.

Încercările se efectuează avînd motorul montat pe stand, unde se determină o serie de mărimi necesare calculului momentului efectiv M_e, puterii efective P_e și consumului orar C_h. Se măsoară și presiunea uleiului p_u, temperatura apei t_a, temperatura gazelor t_g, temperatura uleiului t_u și turația. În figura 4.37 se redă o caracteristică de stabilitate, de unde se poate obține coeficientul de stabilitate a funcționării motorului:

$$C_{st} = \frac{M_{e\,min}}{M_{e\,max}},$$

care trebuie să tindă spre unitate.

Siguranța în funcționare a motoarelor de autovehicule se determină la standul de încercare, pentru o durată stabilită prin do-

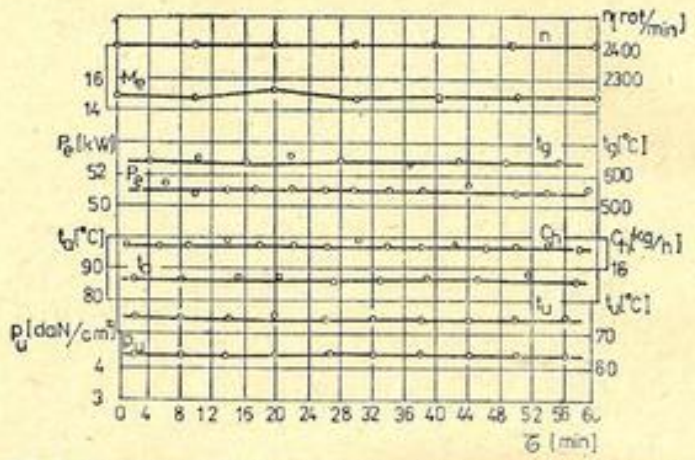


Fig. 4.37. Caracteristica de stabilitate a unui motor de autovehicul.

cumentația uzinei constructoare sau conform standardelor în vigoare (STAS 6635—76).

După fiecare ciclu de încercare de 3 ... 4 ore (care cuprinde mers în gol, mers la diferite sarcini etc.), motorul se răcește pînă la o temperatură a apei și uleiului de circa 50°C.

Pe baza rezultatelor obținute se apreciază siguranța funcționării. Cînd după numărul de cicluri de încercare prevăzut apar: gripări sau ruperi ale unor piese, zgomote anormale, reducerea puterii sau mărirea consumului specific de combustibil cu peste 5% față de valorile măsurate inițial, consum de ulei prin ardere peste 3% din consumul de combustibil și uzuri anormale, se consideră că motorul nu corespunde.

4.8. POSIBILITĂȚI DE REGLARE ȘI FUNCȚIONARE A MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE CU POLUARE CHIMICĂ REDUSĂ ȘI CONSUM MINIM DE COMBUSTIBIL

Reducerea poluării chimice presupune reducerea emisiilor de oxid de carbon CO, oxizi de azot NO_x, hidrocarburi (v. subcap. 1.6.1.), precum și a evaporațiilor de combustibil la carburator și pe traseul de alimentare, ceea ce are o mare influență și asupra reducerii consumului specific efectiv de combustibil.

Reglarea corectă a unui motor are deci un rol hotărîtor atît asupra nivelului poluării chimice, cît și asupra consumului specific de combustibil.

Prin reglarea corectă a motorului, cît și prin exploatarea riguros științifică a acestuia, se urmărește menținerea performanțelor inițiale de economicitate și dinamicitate pentru o durată cît mai mare de timp.

Atît la MAS, cît și la MAC, *instalația de alimentare* cu combustibil și aer, constituie sursa principală asupra căreia trebuie acționat pentru reducerea poluării și consumului specific de combustibil.

La MAS, *carburatorul*, care este compus dintr-o multitudine de piese, presupune o reglare și funcționare ireproșabilă. Pozițiile incorecte ale clapetei de pornire („șocul" denumire improprie) pot duce la o mărire a consumului cu 5 ... 10%. Creșterea nivelului de benzină în camera de nivel constant, înțepenirea cuiului ventil, deteriorarea plutitorului, pot conduce la o mărire a consumului cu 1 ... 3 litri la suta de kilometri și la mărirea conținutului de CO în gazele evacuate peste 4,5%, fără a fi sesizate de majoritatea conducătorilor auto.

Debitul de benzină prin jiclorul din camera de nivel constant poate să crească sensibil dacă partea superioară a acesteia nu este în legătură cu mediul ambiant, respectiv cu partea superioară a camerei de amestec, unde presiunea este sensibil egală cu cea atmosferică.

Deteriorarea garniturii inferioare de etanșare de la colectorul de admisie permite intrarea „aerului fals", ceea ce conduce la sărăcirea amestecului, iar unii conducători auto, în loc să remedieze defecțiunea, caută să îmbogățească amestecul (de exemplu prin închiderea parțială a clapetei de pornire), fiind de asemenea o sursă de mărire a consumului de combustibil. Se impune deci, controlul periodic al garniturii respective și înlocuirea acesteia cînd este cazul, mai ales că o garnitură defectă are și alte neajunsuri. Se știe că această garnitură are și rolul de a izola termic corpul carburatorului, deoarece dacă temperatura camerei de nivel constant crește prea mult, are loc vaporizarea unei părți din benzină și producerea unor dopuri elastice, care blochează trecerea benzinei prin jiclor, avînd ca urmare oprirea motorului.

La sarcini mijlocii și mari, debitul de benzină fiind controlat de secțiunea jiclorului principal, rezultă necesitatea menținerii acesteia la valoarea optimă. O creștere a secțiunii jiclorului (ca urmare a unei curățiri necorespunzătoare cu sîrme nepotrivite etc.) antrenează o mărire considerabilă a consumului de com-

velului de benzină în camera de nivel constant, precum şi a diametrelor jicloarelor, trebuie judicios corelate, deoarece şi sărăcirea puternică a amestecului (deşi aparent este economică) are efecte secundare (mărirea temperaturii pieselor, a uzurii etc.), fiind în ansamblu neeconomică.

Aşadar, soluţiile raţionale care conduc la poluare redusă şi consum minim de combustibil, precum şi la o durată mare de funcţionare a motorului, sînt: testarea şi reglarea periodică a motorului, evitarea funcţionării îndelungate la ralanti şi la regimul de putere maximă, evitarea accelerărilor inutile şi exagerate, respectarea vitezei legale de circulaţie (care este stabilită şi pe criterii de economicitate).

BIBLIOGRAFIE

[1] Aramă, C. şi Grünwald, B. *Motoare cu ardere internă. Procese şi caracteristici.* Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

[2] Apostolescu, N. şi Bătagă, N. *Motoare cu ardere internă.* Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1967.

[3] Abăităncei, D. şi Bobescu, G. *Motoare pentru automobile.* Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1975.

[4] Arhangholski, V. M. ş.a. *Avtomobilnie dvigateli.* Moskva, Izdatelstvo Maşinostroenie, 1967.

[5] Abalevici, L. A., Popov, V., Teplov, A. G. *Sredstra mehanizaţii i avtomatizaţii kapitalnogo remonta kolesnih i gusenicinih maşin.* Maşghiz, 1963.

[6] Bătagă, N. *Motoare cu ardere internă.* Curs postuniversitar. Cluj-Napoca, Institutul politehnic Cluj-Napoca, 1973.

[7] Bătagă, N., Şandor, L. şi Iancu, A. *Influenţa unor factori ai regimului de funcţionare asupra economicităţii motorului D—103.* În: Studii şi cercetări de mecanică agricolă, nr. 2, 1968.

[8] Bătagă, N. *Evaluarea solicitării termice a motoarelor cu ardere internă.* În: Revista Construcţia de maşini, nr. 4, 1968.

[9] Bătagă, N. *Contribuţii teoretice şi experimentale la studiul solicitării termice pentru motorul cu aprindere prin comprimare.* Teză de doctorat, Iaşi, 1970.

[10] Bătagă, N. *The measuring errors and their influence on the evaluation of thermal loads for internal combustion engine.* In: First Heat transfer Conference, Iaşi, 1973.

[11] Bătagă, N. şi Căzilă, Aurica. *Calculul la solicitări termice al pieselor fixe care delimitează camera de ardere a motorului cu ardere internă.* Vol. 5. Sesiunea de comunicări a Institutului de cercetări şi proiectări tehnologice în transporturi, Bucureşti, 1975.

[12] Bătagă, N. *Motoare termice.* Atelierul de multiplicare al Institutului Politehnic Cluj-Napoca, 1980.

[13] Bătagă, N. ş.a. *Testarea gradului de fum şi influenţa acestuia asupra funcţionării economice a motorului diesel.* Cluj-Napoca. Comunicări ştiinţifice, 26 noiembrie 1977.

[14] Brebenel, A. şi Vochin, D. *Din istoria automobilului.* Bucureşti, Editura ştiinţifică, 1973.

bustibil. În astfel de situații, singura soluție de remediere constă în înlocuirea jiclorului uzat cu altul nou.

La ralanti, atît poluarea prin emisii nocive, cît și consumul de combustibil, pot deveni nebănuit de mari în cazul unor reglaje incorecte.

Pentru a reduce poluarea și consumul de combustibil, la ralanti, o primă atenție trebuie acordată menținerii corecte a reglajelor ce asigură realizarea turației minime de ralanti, prin intermediul șurubului de reglare a poziției obturatorului (clapetei de accelerație) și a șurubului de reglare a calității amestecului (dozajului).

La regimul de ralanti, referitor la turație apare o contradicție. Și anume, realizarea unui consum minim de combustibil presupune reglarea turației la valoarea cea mai redusă posibil, în condiții stabile de funcționare (mers „rotund"), pe cînd reducerea poluării presupune turații mai ridicate, tendință care se adoptă de majoritatea constructorilor de MAS. Evident, se va alege o turație (circa 750 ... 800 rot/min) la care emisiile poluante se încadrează în normele admise, în care caz și consumul de combustibil este la o valoare apropiată de cea minimă posibilă pentru acest regim.

La MAC, care sînt prin construcție mai economice decît MAS, se impune de asemenea o reglare și exploatare corectă a pompelor de injecție și injectoarelor. Deosebit de avantajos, atît pentru obținerea unor economii importante de combustibil, cît și pentru reducerea poluării (fumului la evacuare), apare funcționarea motoarelor la sarcini parțiale (v. cap. 2).

Instalația de aprindere, proprie MAS, se face imediat simțită, în cazul apariției unor defecțiuni, prin mers neregulat sau chiar oprirea motorului. Rezultă deci, că instalația de aprindere nu poate avea consecințe negative îndelungate asupra consumului de combustibil, așa cum se întîmplă la instalația de alimentare.

Totuși, consumul de combustibil și poluarea sînt influențate negativ în cazul dereglării unghiului de avans la producerea scînteii electrice.

Deoarece la motoarele moderne, avansul trebuie reglat la „rece", cu motorul nefuncționînd, și la „cald" cu motorul în funcțiune, această reglare se poate face corect numai cu testere speciale și de către personal specializat.

Alte instalații, cum ar fi cele de ungere și răcire, au de asemenea un rol important, putînd contribui la obținerea unor economii importante de combustibil și la reducerea poluării. Este foarte important a se urmări ca tubulatura de ventilație a carte-

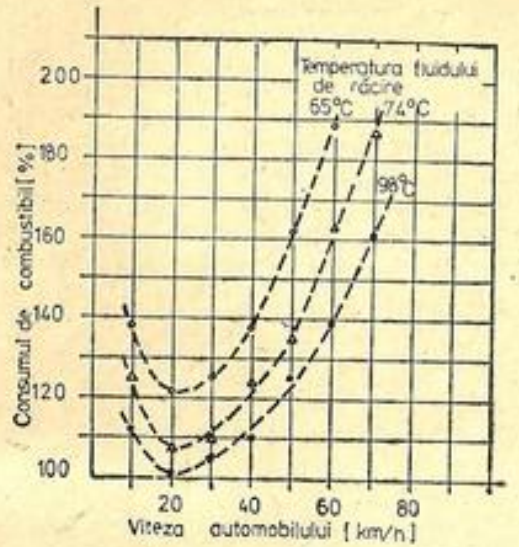


Fig. 4.38. Variația consumului de combustibil în funcție de viteza automobilului, la diferite temperaturi ale fluidului de răcire.

rului să fie perfectă și racordată la filtrul de aer. Se recuperează astfel o parte din substanțele combustibile și se reduce poluarea prin evitarea răspîndirii acestora în atmosferă.

Consumul de combustibil este influențat sensibil de temperatura lichidului de răcire (fig. 4.38), care la temperaturi mai scăzute crește cu 30 ... 40%. Cauza unor temperaturi reduse în sistemul de răcire o constituie funcționarea defectuoasă a termostatului, care trebuie controlat, reglat sau înlocuit în astfel de situații.

La *mecanismul de distribuție* prezintă importanță reglarea corectă a jocurilor, iar la *sistemul de pornire*, menținerea acestuia în perfectă stare (bateria încărcată), pentru asigurarea unor porniri instantanee, care contribuie de asemenea la funcționarea economică a motorului.

În cazul unui motor uzat, se impune repararea lui, deoarece uzura mare a pieselor din grupul piston-cilindru reprezintă o cauză esențială a creșterii consumului de combustibil și a poluării intense a mediului înconjurător.

Efectuarea unor modificări ale diferitelor sisteme, față de soluțiile date de constructor, cum ar fi: suspendarea dispozitivului de îmbogățire de la carburator, a pompei de accelerație etc., trebuie privite ca soluții posibile, însă reducerea dinamicității motorului nu le recomandă. Și alte soluții, cum ar fi reducerea ni-

[15] Calciu, Gh. *Studiul optimizării regimului de rodaj al motoarelor de autovehicule*. Teză de doctorat. Universitatea din Braşov, 1977.

[16] Căzilă, Aurica, Băţagă, N., Şandor, L. ş.a. *Unele probleme privind controlul calităţii uleiurilor şi ungerii pentru motoarele cu aprindere prin comprimare*. Vol. 5. Sesiunea de comunicări a Institutului de cercetări şi proiectări tehnologice în transporturi, Bucureşti, 1975.

[17] Căzilă, Aurica şi Băţagă, N. *Unele aspecte privind defectarea pieselor de la motoarele cu ardere internă datorită tensiunilor termice*. În: Fiabilitatea în construcţia de maşini. Mecanoenergetica. Institutul politehnic Iaşi, 1975.

[18] Grünwald, B. *Teoria, calculul şi construcţia motoarelor pentru autovehicule rutiere*. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1980.

[19] Grünwald, B. şi Apostolescu, N. *Neomogenitatea termică şi chimică a gazelor din motoarele cu ardere internă*. Bucureşti, Editura Academiei Republicii Socialiste România, 1975.

[20] Gaenko, L. M. *Prirabotka i ispitanie avtomobilnih dvigatelei*. Moskva Izdatelstvo „Transport", 1966.

[21] Livezeanu, G. V., Abăităncei, D. *Carburatoare, construcţie, întreţinere, exploatare*. Bucureşti, Editura tehnică, 1973.

[22] Lichty, L. C. *Combustion Engine Processes*. New-York, Mc. Graw-Hill Book Company, 1967.

[23] Löhner, K. *Die Brennkraftmaschine*. Düsseldorf, VDI Verlag, 1963.

[24] Muhin, E. M., Stoliarov, I.I. *Obkatka V — obraznih avtomobilnih dvigatelei pri kapitalnom remonte*. Moskva „Transport", 1974.

[25] Meurer, J. S. *Development and Operational Results of the MAN—PM Combustion System*. New-York, Society of Automotive Engineers, 1969.

[26] Obert, F. F. *Internal Combustion Engines*. International Textbook Company, Scranton, Pennsylvania, 1968.

[27] Pischinger, R. *Forschungsarbeiten über Abgasentgiftung bei Diesel-motoren*. In: ATZ, nr. 3, 1972, p. 11—116.

[28] Popa, B., Silaşti, C., Băţagă, N. *Rodarea şi uzura motoarelor cu ardere internă*. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

[29] Popa, B., Băţagă, N. *Termotehnică şi maşini termice*. Lucrări de laborator. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1967.

[30] Popa, B. ş.a. *Unele aspecte privind modificările funcţionale cauzate de depunerile de calamină în motoarele cu aprindere prin scânteie*. Conferinţa de motoare cu ardere internă, 1970.

[31] Parizescu, V. ş.a. *Autoturismele ARO*. Bucureşti, Editura tehnică, 1976.

[32] Rădulescu, G. A., Petre, I. *Uleiuri şi ungerea autovehiculelor*. Bucureşti, Editura tehnică, 1973.

[33] Ricardo, H. R. *The high-speed internal-combustion engine*. London and Glasgow, Blackie and Son Limited, 1967.

[34] Stratulat, M., Şoiman, M. şi Văiteanu, D. *Diagnosticarea automobilelor*. Bucureşti, Editura tehnică, 1977.

[35] Tuzu, C., Moţoiu, C. *Motoare Diesel*. Bucureşti, Editura tehnică, 1971.

[36] Vasilescu, C. A. ş.a. *Corelaţiile dintre combustibilul lichid şi motorul cu ardere internă*. Bucureşti, Editura Academiei Republicii Socialiste România, 1972.

[37] Vasilescu, A. C. *Combaterea produşilor poluanţi emişi de motoarele autovehiculelor*. Bucureşti, Editura Academiei R. S. România, 1975.

[38] * * * Motor Technische Zeitschrift (MTZ) 1965—1981.

[39] * * * Avtomobilnaia promişlenesti, 1970—1981.

[40] * * * Kraftfahrzeugtechnik. Berlin, 1970—1981.

[41] * * * Járművek, Budapest, 1970—1981.

[42] * * * Colecţie STAS.

[43] * * * Techniceskie uslovia na kapitalniia remont avtomobilei GAZ 51 A i GAZ 93 A. Moskva Izdatesltvo „Transport", 1964.

[44] * * * Diferite materiale documentare de la Uzinele Renault, Opel, Volkswagen, Mercedes Benz., 1968—1969.

[45] * * * Diferite materiale documentare de la Uzinele Renault, Volkswagen, General Motors, Schell, 1969—1980.

[46] * * * Instrucţiuni de exploatare şi întreţinere 12135 DF/DFA/DFAEM, 12215 DF/DFA/DFAE. Braşov, Uzina de autocamioane.

[47] * * * Instrucţiuni de exploatare pentru autobuzul 109—RD, Bucureşti, Uzina Autobuzul.

La Editura Dacia au mai apărut:

Dancea, Ioan — *Programarea calculatoarelor numerice pentru rezolvarea problemelor cu caracter tehnic și de cercetare științifică*

Patachi, Nicolae ș.a. — *Memorator de măsuri electrice, vol. I și II*

Popa, Bazil, Vintilă, Constanța — *Transfer de căldură în procesele industriale*

Teodorescu, P. P., Ille, V. — *Teoria elasticității și introducere în mecanica solidelor deformabile, vol. I, II și III.*

Deacu, L., Pavel, Gh. — *Vibrații la mașini-unelte*

Stoica, I. Aurel — *Interferența roților dințate*

Tertea, I., Oneț, T. — *Verificarea calității construcțiilor de beton armat și beton precomprimat*

Domșa, Al., Domșa, Ș. — *Materiale metalice în construcția de mașini și instalații*

La Editura Dacia vor mai apărea:

Handra-Luca, V., Stoica, I. Aurel — *Introducere în teoria mecanismelor*

Mercea, V. (sub red.) — *Știința modernă și energia, vol. I*

Miron, Costin — *Introducere în circuitele electronice*

Dancea, Ioan — *Arhitectura calculatoarelor numerice*

Pop, Florin — *Instalații electrice de joasă tensiune*

Șuteu, Virgil ș.a. — *Tehnologia întreținerii și reparării mașinilor și utilajelor*

motoare pentru autovehicule

Lei 18,–